



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학박사학위논문

농업용 트랙터 자동화 변속기의
싱크로나이저 제어시스템 개발

Development of synchronizer control system of
automated transmissions for agricultural tractor

2020년 8월

서울대학교 대학원

바이오시스템·소재학부 바이오시스템공학전공

한 중 수

농업용 트랙터 자동화 변속기의 싱크로나이저
제어시스템 개발

Development of synchronizer control system of
automated transmissions for agricultural tractor

지도교수 박 영 준

이 논문을 공학박사 학위논문으로 제출함
2020년 8월

서울대학교 대학원
바이오시스템·소재학부 바이오시스템공학전공
한 중 수

한중수의 공학박사 학위논문을 인준함
2020년 8월

위 원 장 _____ (인)

부위원장 _____ (인)

위 원 _____ (인)

위 원 _____ (인)

위 원 _____ (인)

농업용 트랙터 자동화 변속기의 싱크로나이저 제어시스템 개발

Development of synchronizer control system of
automated transmissions for agricultural tractor

한 중 수

국문초록

최근 차량의 편의성에 대한 운전자의 요구가 증가하면서 자동 변속기가 장착된 차량이 자동차 업계는 물론이고 농업기계, 중장비 등 산업 전반적으로 증가하고 있다. 이에 따라 주로 수동 변속기에 사용되던 싱크로나이저를 변속 엑추에이터를 이용하여 자동화한 자동화 수동 변속기, 듀얼 클러치 변속기와 같은 파워시프트 변속기에 대한 관심이 지속적으로 증가하고 있다. 자동차 변속기에서는 차량의 주행 관성과 연결된 하나의 관성을 무한 관성으로 가정하고 관성이 작은 회전체가 동기화되는 것으로 싱크로나이저 동기화 시간을 예측한다. 반면, 변속 시 싱크로나이저 전/후단의 동력을 차단하는 구조를 가진 트랙터 파워시프트 변속기의 싱크로나이저 사용 환경은 자동차 변속기와 많은 차이가 있다. 따라서 본 연구는 트랙터 파워시프트 변속기의 사용 환경에 적합한 이중 회전 관성을 고려한 싱크로나이저 동기화 시간 예측식 및 예측 해석 모델과 DC 모터를 이용한 파워시프트 변속기의 싱크로나이저 제어시스템을 개발하기 위하여 수행되었다.

트랙터 파워시프트 변속기는 싱크로나이저 변속 시 엔진의 회전 관성과 차량의 주행 관성이 습식 클러치에 의해 차단되어 변속기 내부 부품들에 의한 회전 관성의 차이가 상대적으로 크지 않다. 따라서 변속기 내 두 회전체의 회전 관성은 싱크로나이저 동기화 시간에 영향을 주어 두 회전체 속도 사이의 임의의 회전 속도에서 동기화가 이루어진다. 이때, 슬리브에 작용하는 축 방향 하중을 일차함수 형태의 경사 입력 혹은 일정 크기의 계단입력과 경사입력과 계단입력이 복합적으로 작용하는 경우에 대한 싱크로나

이저 동기화 시간 예측식을 제안하였다. 그러나 제안된 동기화 시간 예측식은 사용 용이성을 보장하기 위하여 습식 클러치의 드래그 토크는 고려되지 않았다. 이것은 지금까지 자동차 수동 변속기에 사용되어 온 하나의 회전 속도를 일정하게 가정하는 싱크로나이저 동기화 시간 예측식과 동기화 시간 계산 결과에서 큰 차이를 보인다.

싱크로나이저의 거동을 파악하기 위한 다물체 동역학 해석 수행 시 시험 정보를 해석 모델의 입력 정보로 사용하는 역 동역학 해석 기법을 적용하였다. 가장 가혹한 변속 조건인 4단→5단 변속과 후진 8단→전진 8단 변속에 대하여 변속 액추에이터 출력축의 최대 토크에 대해서 시험 결과와 해석 결과를 비교 분석하였다. 이때 싱크로나이저 양단에 있는 습식 클러치의 드래그 토크를 해석 모델에 반영하였다. 해석과 실차 시험 결과를 비교해 보면, 4단→5단 변속에 대한 변속 액추에이터 출력축 토크는 7.63%, 후진 8단→전진 8단 변속은 6.34%의 작은 차이를 나타냈으며, 토크 곡선은 유사한 경향을 보였다. 습식 클러치의 드래그 토크를 고려한 해석 결과와 동기화 시간 예측식을 이용하여 계산한 동기화 시간은 주변속(4단→5단)과 전/후진(R8단→F8단) 변속에 대하여 각각 8.25%, 6.96%의 차이를 보였다. 주변속과 전/후진 변속 시 엔진 회전 속도가 낮을수록, 슬리브에 작용하는 축 방향 힘이 클수록 싱크로나이저 동기화 시간이 짧아짐을 확인할 수 있었다.

싱크로나이저 동기화 시간 예측식과 다물체 동역학 해석 모델의 유효성을 검증하기 위하여 변속 액추에이터 출력축에 스트레인게이지를 부착하여 변속 과정 중 발생하는 토크를 측정하였다. 주변속 상향/하향 변속(4단↔5단) 및 전/후진 변속(R8단↔F8단)에 대하여 다양한 엔진 속도에 대하여 변속 액추에이터 출력축에서 토크를 측정하였다. 시험 결과, 주변속 상향 변속 시 최대 엔진 속도에서 출력축 토크가 29.68 Nm로 가장 크게 나타났으며, 엔진 공회전 속도일 때보다 출력축 토크가 37.29 % 크게 나타났다. 또한, 후진 8단에서 전진 8단 변속 시 최대 엔진 속도에서 출력축 토크가 33.21 Nm로 가장 크게 나타났으며, 엔진 공회전 속도일 때 보다 42.92 % 더 큰 토크를 나타내었다. 따라서 변속 액추에이터의 용량을 선정하기 위하여 가장 큰 변속 토크가 발생하는 변속 조건인 주변속 상향 변속(4단→5단)과 전/후진(R8단→F8단) 변속에 대한 다물체 동역학 해석 모델을 개발하였다.

개발된 싱크로나이저 변속 시스템을 제어하기 위하여 파워시프트 변속기의 사용 환경에 적합한 구조의 DC모터 위치 제어 방법을 제안하였다. DC모터 위치 제어를 위해 PID 제어기, DOB를 적용한 PID 제어기, LQT 제어기에 대한 블록 다이어그램과 상태 방정식을 유도하고 특성을 분석하였다. DC모터 제어를 위해 PI 관측기를 적용한 새로운 위치 제어기(DeLQT)를 제안하였다. 다양한 제어기의 특성을 비교 분석한 결과를 토대로 DeLQT 제어기 설계를 위해 블록 다이어그램을 제시하였고, 상태 방정식을 유도하였다. 제어기들의 응답 특성을 검토하기 위하여 입력 및 외란에 대한 보드선도를 작

성하였으며, 입력에 대하여 유사한 성능을 나타냈고 외란에 대해서는 DeLQT가 가장 우수한 성능을 나타냈다. 계단응답 특성에 대해 큰 성능 차이는 없었으나 외란 제거 성능에서는 1 Hz 이하의 저주파 영역에서 PI 관측기를 적용하여 외란을 추정한 DeLQT 제어기가 가장 우수함을 확인하였다. 개발된 제어기의 위치 제어의 정확성과 신속성을 검증하였다. 다양한 엔진속도에 대하여 외란을 추정한 DeLQT 제어기만이 정확한 위치 제어를 수행하였다. 신속한 변속 제어를 검증하기 위하여 DeLQT 제어기를 실차에 적용하여, 여러 엔진 속도에 대한 실차 시험을 통해 신속한 변속이 이루어짐을 검증 하였다. 주변속 상향 변속에서 엔진 속도가 증가하면서 싱크로나이저 변속시간은 속도가 증가함에 따라 변속 시간도 길어짐을 확인하였다. 파워시프트 변속기에 DC모터를 이용한 싱크로나이저 변속 제어에 활용할 수 있었다.

본 논문에서 제안된 파워시프트 변속기 사용 환경을 고려한 싱크로나이저 동기화 시간 예측식/해석 모델과 제어시스템은 싱크로나이저 변속시스템을 개발할 때 유용하게 사용될 수 있을 것으로 판단된다.

주요어 : 싱크로나이저, 동기화 시간, 다물체 동역학, MBD 모델, LQT 제어기
학 번 : 2008-30921

목 차

초록	i
List of Tables	vii
List of Figures	viii
제 1 장 서론	1
1.1 연구 필요성	1
1.2 연구 목적	4
1.3 문헌 조사	6
1.3.1 싱크로나이저 변속시스템	6
1.3.2 다물체 동영학 해석 모델	8
1.3.3 제어시스템	9
제 2 장 싱크로나이저 변속시스템	11
2.1 개요	11
2.2 싱크로나이저	15
2.2.1 구성요소 및 기능	17
2.2.2 디텐트 시스템	18
2.2.3 싱크로나이저 변속 과정	21
2.3 변속 링크시스템	28
2.3.1 자체 잠김 장치	28
2.3.2 변속 링크	35
2.3.3 변속 링크 변속 과정	41
제 3 장 싱크로나이저 동기화 시간 예측 모델	45
3.1 개요	45
3.1.1 대상 싱크로나이저 및 시스템 자유도	46
3.1.2 등가 회전 관성 계산	47
3.1.3 동기화 시간에 영향을 미치는 인자	49

3.2 싱크로나이저 동기화 시간 예측식	52
3.2.1 단일 회전 관성을 고려한 동기화 시간 예측식	52
3.2.2 이중 회전 관성을 고려한 동기화 시간 예측식	57
3.3 다물체 동역학 해석 모델	66
3.3.1 다물체 동역학 해석 모델링	67
3.3.2 단일 회전관성을 고려한 싱크로나이저 동기화 시간 해석 모델	76
3.3.3 이중 회전관성을 고려한 싱크로나이저 동기화 시간 해석 모델	77
제 4 장 싱크로나이저 해석 모델 검증	79
4.1 개요	79
4.2 시험장치 및 교정	79
4.2.1 시험 장치	80
4.2.2 교정 작업	81
4.2.3 싱크로나이저 설계 변수	83
4.2.4 설계 변수 결정	87
4.3 실차 변속 시험	87
4.3.1 시험 조건	88
4.3.2 주변속 변속 시험	89
4.3.3 전-후진 변속 시험	93
4.4 해석 모델 유효성 검증	98
4.4.1 변속 엑추에이터 출력축 토크 비교	98
4.4.2 싱크로나이저 동기화 시간 검증	105
4.5 변속 엑추에이터 용량 선정	112
4.6 싱크로나이저 제어 사양 설정	114
제 5 장 DC모터 제어시스템	117
5.1 DC모터의 개요	117
5.1.1 DC모터의 구조	117
5.1.2 DC모터의 모델링	118
5.1.3 DC모터의 응답 특성	121
5.2 DC모터 위치 제어기	126
5.2.1 모터 제어시스템	127
5.2.2 DC모터 구동시스템의 상태 방정식	130
5.2.3 DC모터 제어 알고리즘	132

5.2.3.1	PID 제어기	132
5.3.2.2	외란 관측기를 갖는 DOB-PID 제어기	134
5.3.2.3	선형 재차 추적(LQT) 제어기	136
5.3.2.4	PI 관측기를 갖는 DeLQT 제어기	139
5.3	제어 알고리즘 성능 비교	142
제 6 장	DC모터 제어시스템 검증	146
6.1	위치 제어의 정확성	146
6.2	제어의 응답성	151
제 7 장	결 론	160
참고 문헌	164
부 록 A.	Hamiltonian Equation	168
부 록 B.	DC모터 구동을 위한 전력 변환 장치	170
Abstract	175

List of Tables

Table 2.1	Specification of target tractor	11
Table 2.2	Actuator operating of power-shift transmission	14
Table 2.3	Design parameters of sleeve and keys	21
Table 2.4	Design parameters of the self-lock system	43
Table 2.5	Design parameters of the linkage system	43
Table 3.1	Design parameters of synchronizer	47
Table 3.3	Synchronization time considering applied load & dual rotating inertia	65
Table 3.4	Inertia Properties of Components	68
Table 3.5	Applied Constraints of MBD Model	69
Table 3.6	Contacts conditions of Simulation of Synchronizer	71
Table 3.7	Contact parameters of MBD	71
Table 3.8	Rotating Inertia and Speed for MBDS	72
Table 3.9	Specification of wet multi-plate clutches	74
Table 4.1	Specification of synchronizer shifting system	80
Table 4.2	Specification of strain-gauge	81
Table 4.3	Weight–torque conversion for calibration	81
Table 4.4	Design parameters of target synchronizer	87
Table 4.5	Specification of potentiometer	88
Table 4.6	Test Case of Power-shift	89
Table 4.7	Input shaft torque of gear shift	97
Table 4.8	Maximum torque of actuator and applied cone torque	107
Table 4.9	Comparison of synchronization time between MBD and analytical formulation	107
Table 4.10	Maximum torque of actuator and applied cone torque	110
Table 4.11	Comparison of synchronization time between MBD and analytical formulation	110
Table 4.12	Specification of target DC motor	113
Table 5.1	Parameters of target DC motor	142
Table 5.2	Parameters of the PI observer	142
Table 5.3	Parameters of the PID and LQT controller	142
Table 5.4	Parameters of the DOB controller	143

List of Figures

Fig. 1.1	Total study flow	6
Fig. 2.1	A View of the tractor used in this study	11
Fig. 2.2	Configuration of target power-shift transmission	10
Fig. 2.3	Clutches and synchronizers operating sequence during gear shift	11
Fig. 2.4	Power-flow of power-shift transmission	15
Fig. 2.5	Synchronizer gear-shifting system using DC motor	16
Fig. 2.6	Configuration of the double cone synchronizer	17
Fig. 2.7	Detent system of synchronizer	20
Fig. 2.10	Neutral position	21
Fig. 2.11	Key detent load build-up	22
Fig. 2.12	Blocker ring moves to index position	22
Fig. 2.13	Index position of sleeve and blockier ring	23
Fig. 2.14	Indexed blocker ring	24
Fig. 2.15	Free body diagram of blocker ring's chamfer at sleeve pitch radius	26
Fig. 2.16	Sleeve blocked by gear	27
Fig. 2.17	Final Lockup of synchronization	28
Fig. 2.18	Configuration of self lock mechanism	29
Fig. 2.19	Free body diagram of steel ball and shift rail	29
Fig. 2.20	Shift-rail groove shape	32
Fig. 2.21	Force synthesis between steel ball and shift-rail	34
Fig. 2.22	Shift link system for gear shift using DC motor	35
Fig. 2.23	Free body diagram of forklink	36
Fig. 2.24	Free body diagram of Motorlink	38
Fig. 2.25	Target linkage system	41
Fig. 2.26	Free body diagram of link system	44
Fig. 3.1	Simulation process for inverse dynamic method	46
Fig. 3.2	Specification of target synchronizer	46
Fig. 3.3	Calculation method of rotating inertia	48
Fig. 3.5	Schematic diagram of wet multi-plate clutch	49
Fig. 3.6	Drag torque of wet multi-plate clutch	52
Fig. 3.8	Manual transmission of automotive	53
Fig. 3.9	Cone torque of the single-cone synchronizer	54

Fig. 3.10	Estimation of synchronization time of automotive	56
Fig. 3.11	Diagram of double cone synchronizer	57
Fig. 3.12	Power-shift transmission of tractor	58
Fig. 3.13	Modified estimation of synchronization time of powershift.	59
Fig. 3.14	Ramp Load acting on the sleeve	59
Fig. 3.15	Variation of cone torque with respect to time	60
Fig. 3.16	Interaction diagram of gear shifting system using synchronizer	66
Fig. 3.17	Synchronizer shifting MBD model	67
Fig. 3.18	Rigid bodies of MBD model of gear-shift System	68
Fig. 3.19	Contact condition of MBD model	70
Fig. 3.20	Input data for F4-F5 shift for MBD Simulation	73
Fig. 3.21	Input data for R8-F8 shift for MBD Simulation	73
Fig. 3.22	C1/C2 drag torque map for MBD simulation	75
Fig. 3.23	C3/C4 drag torque map for MBD simulation	75
Fig. 4.1	Measurement system for synchronizer shifting system	79
Fig. 4.2	Strain-gauge installation of the output-shaft of shift actuator	80
Fig. 4.3	Calibration of input shaft torque	82
Fig. 4.4	Torque calibration result of shift actuator shafts	82
Fig. 4.5	Test method of spring constant for synchronizer	83
Fig. 4.6	Test result of C-spring torque of synchronizer	84
Fig. 4.7	Spring of MBDS modeling for synchronizer	84
Fig. 4.8	MBD simulation result of C-spring of synchronizer	85
Fig. 4.9	Test result of spring/C-spring torque of F/R & 4/5 synchronizer	86
Fig. 4.10	Simulation result of C-spring & spring of synchronizer	86
Fig. 4.11	Target tractor for test	88
Fig. 4.12	Test result of F4-N-F5 shift at 850 rpm	90
Fig. 4.13	Test result of F4-N-F5 shift at 2,350 rpm	91
Fig. 4.14	Test result of F5-N-F4 shift at 850 rpm	92
Fig. 4.15	Test result of F5-N-F4 shift at 2,350 rpm	93
Fig. 4.16	Test result of F8-R8 shift at 850 rpm	94
Fig. 4.17	Test result of F8-R8 shift at 2,350 rpm	95
Fig. 4.18	Test result of F8-R8 shift at 850 rpm	96
Fig. 4.19	Test result of R8-F8 shift at 2,350 rpm	97
Fig. 4.20	Schematic diagram of Inverse Dynamic Method	98
Fig. 4.21	Angular displacement for output-shaft of shift-actuator(R8→F8)	99

Fig. 4.22	Test result for sleeve travel(R8→F8)	100
Fig. 4.23	Position of detent ball according to shift stage(R8→F8)	100
Fig. 4.24	Simulation results for actuator torque at 2,350 rpm(R8→F8)	101
Fig. 4.25	Angular displacement for Output shaft of shift actuator(F4→F5)	102
Fig. 4.26	Test result for sleeve travel(F4→F5)	103
Fig. 4.27	Simulation results for actuator torque at 2,350 rpm(F4→F5)	103
Fig. 4.28	Simulation results for angular velocity at 2,350 rpm(R8→F8)	104
Fig. 4.29	Simulation results for actuator torque at 2,350 rpm(double rotation, R8→F8) ·	105
Fig. 4.30	Simulation results for angular velocity(dual rotation, F4→F5, 2,350 rpm)	106
Fig. 4.31	Test result for shift actuator torque according to angle of output shaft for shift actuator from F4 to F5	107
Fig. 4.32	Simulation results for applied drag torque(F4→F5) at 2,350 rpm	108
Fig. 4.33	Simulation results for angular velocity(Dual Rotation, R8→F8, 2,350 rpm)	109
Fig. 4.34	Test result for shift actuator torque according to angle of output shaft for shift actuator from R8 to F8	110
Fig. 4.35	Simulation results for applied drag torque(R8-N-F8) at 2,350 rpm	111
Fig. 4.36	Characteristic curve of DC Motor	113
Fig. 4.37	Parameter study using synchronization time	115
Fig. 4.38	Simulation results for various synchronization times	116
Fig. 5.1	Configuration of DC motor	117
Fig. 5.2	Function of the brush and commutator	118
Fig. 5.3	Equivalent circuit of DC motor	119
Fig. 5.4	Principle of EMF and force generated in a conductor	120
Fig. 5.5	Steady-state characteristic curve of DC motor	122
Fig. 5.6	Voltage control of DC motor	123
Fig. 5.7	Block diagram of the permanent magnet DC motor	125
Fig. 5.8	DC motor control concept	127
Fig. 5.9	Position control system for industrial application	127
Fig. 5.10	Position control system for the target application	128
Fig. 5.11	Block diagram of DC motor position control system	129
Fig. 5.12	Block diagram of target DC motor position control system	130
Fig. 5.13	Block diagram of linear time-invariant state equation	131
Fig. 5.14	Block diagram of PID controller	133
Fig. 5.15	Block diagram of ideal disturbance observer	134
Fig. 5.16	Block diagram of implement disturbance observer	134

Fig. 5.17	Block diagram of LQT with Luenberger observer	139
Fig. 5.18	Block diagram of DeLQT with proportional-integral observer	141
Fig. 5.19	Bode diagram of command responses	143
Fig. 5.20	Step responses of the command	144
Fig. 5.21	Bode diagram of disturbance responses	145
Fig. 5.22	Step responses of the disturbance	145
Fig. 6.1	Comparison of time responses of control algorithms(E/G speed 850 rpm)	147
Fig. 6.2	Repetition test result for time responses of DeLQT at 4/5 synchronizer	147
Fig. 6.3	Comparison of time responses of control algorithms(E/G speed 1,400 rpm)	148
Fig. 6.4	Repetition test result for time responses of DeLQT at 4/5 synchronizer	148
Fig. 6.5	Comparison of time responses of control algorithms(E/G speed 2,350 rpm)	149
Fig. 6.6	Repetition test result for time responses of DeLQT at 4/5 synchronizer	149
Fig. 6.7	Comparison of time responses of F/R control algorithms(E/G speed 850 rpm)	150
Fig. 6.8	Repetition test result for time responses of DeLQT at FR synchronizer	151
Fig. 6.9	Shifting time of 5-4 th downshift when engine speed was 850 rpm	152
Fig. 6.10	Shifting time of 4-5 th upshift when engine speed was 850 rpm	153
Fig. 6.11	Shifting time of 5-4 th downshift when engine speed was 1,400 rpm	154
Fig. 6.12	Shifting time of 4-5 th upshift when engine speed was 1,400 rpm	156
Fig. 6.13	Shifting time of 5-4 th downshift when engine speed was 2,350 rpm	157
Fig. 6.14	Shifting time of 4-5 th upshift when engine speed was 2,350 rpm	158
Fig. B.1	Uni-Directional Driver of the DC Motor	170
Fig. B.2	Bi-Directional Driver of the DC Motor	171
Fig. B.3	Bipolar Switching Method	172
Fig. B.4	Output Voltage of the Bipolar Switching Method	172
Fig. B.5	Unipolar Switching Method	173
Fig. B.6	Output Voltage of the Unipolar Switching Method	174

제 1 장 서론

1.1 연구 필요성

최근까지 국내외 트랙터 시장은 수동 변속기가 장착된 트랙터가 주로 판매되었으나, 변속 편의성에 대한 운전자의 요구가 증가함에 따라 자동 변속기가 장착된 트랙터가 확산되고 있다. 특히 국내 시장의 경우, 2000년대 후반 70~90 마력급 중대형 트랙터에 파워셔틀(power-shuttle) 변속기가 장착되어 양산됨으로써 그 수요는 급격하게 증가하였으며, 70 마력급 이하의 중형 트랙터와 100 마력 이상의 대형 트랙터에도 자동 변속기 장착이 확산되고 있는 추세이다. 이처럼 편의성이 향상된 트랙터 시장이 커지면서, 2010년대 중반을 기점으로 국내 농기계 제조사에서도 100 마력 이상의 대형 트랙터용 파워시프트(power-shift) 변속기를 본격적으로 개발하기 시작하였다. 트랙터용 파워시프트 변속기는 다수의 습식 클러치만 사용한 멀티 유압 클러치 변속기(multi-clutch transmission, MCT)와 일부 유압 클러치를 싱크로나이저로 대체한 자동화 수동 변속기(automated manual transmission, AMT) 및 듀얼 클러치 변속기(dual clutch transmission, DCT) 등으로 구분할 수 있다. 유압 클러치만을 이용한 파워시프트 변속기(MCT)의 경우, 유압을 발생시키기 위한 유압 펌프, 오일을 목적지까지 운반하기 위한 파이프, 정밀 부품을 보호하기 위한 유압 필터, 유압 클러치 작동 및 제어를 위한 다수의 밸브 등 많은 고가의 유압 관련 부품들이 필요하며, 변속기 시스템도 매우 복잡하다. 또한 유압 클러치 자체가 고가이며, 상대적으로 크기가 크고 무겁다. 유압 클러치의 특성상 변속 시 지속적인 마찰이 발생하기 때문에 변속기의 오일 온도가 상승하고 클러치판이 마모되며, 항상 유압 펌프가 작동해야하기 때문에 효율이 떨어지는 단점이 있다. 변속을 위한 유압 클러치 제어 시 각 단수별 적절한 차량 속도와 견인력을 얻기 위해 다수의 유압 클러치를 동시에 제어해야 하며, 각 부품의 회전 속도에 따라 제어 로직이 달라진다. 특히, 자동 변속기 개발의 후발주자인 국내 제조사는 제조비용 증가, 품질 유지, 변속 성능, 제어의 어려움으로 경쟁력을 확보하기가 쉽지 않다. 따라서, 유압 클러치만을 이용한 파워시프트 변속기(MCT)는 가격 및 품질 경쟁력을 갖추기가 어렵다. 반면에 싱크로나이저(synchronizer)를 이용한 파워시프트 변속기(AMT)를 개발할 경우, 유압 클러치만을 적용한 파워시프트 변속기(MCT)에 비하여 다수의 장점을 가진다. 먼저 싱크로나이저는 저가이고, 구조가 간단하며, 크기가 작고 가볍다. 또한 유압 클러치와 달리 싱크로나이저 변속은 단순 링크만으로 구현이 가능하기 때문에 복잡한 유압 부품들이 불필요하다. 싱크로나이저는 제조 기술과 유지보수(A/S) 등에서도 장점을 가진다. 따라서 가격 경쟁력을 확보할 수 있으며, 작고 단순한 구조의 변속기 제작이 가능하다. DC

모터를 이용하여 싱크로나이저의 위치 제어를 수행할 경우, 온도 등 외부 환경이 변속 성능에 미치는 영향을 최소화 할 수 있고, 제어가 용이하며 빠른 반응과 일관성을 유지할 수 있다. 싱크로나이저는 자동차, 중장비, 농기계에 널리 사용되고 있는 기계 부품으로, 주로 수동 변속기에 사용되어 왔으나 최근에는 자동 변속기에 대한 운전자의 수요가 증가하면서 파워시프트 변속기(듀얼 클러치, 자동화 수동 변속기)에 사용되고 있다.

싱크로나이저를 이용한 자동 변속기를 개발하기 위해서는 적절한 싱크로나이저 용량을 계산하여야 하며, 싱크로나이저 용량은 동기화 시간으로 결정된다. 따라서 변속기에 싱크로나이저를 사용하기 위해서는 보다 정확한 싱크로나이저 동기화 시간을 추정하여야 한다. 싱크로나이저 관련 연구는 주로 자동차를 중심으로 수행되어 왔으며, 사용 환경이 자동차와 다른 트랙터 파워시프트 변속기에 그 결과를 그대로 적용하기는 어렵다. 자동차 수동 변속기의 경우, 변속 시 엔진으로부터 입력되는 동력을 차단하기 위하여 싱크로나이저 전단에 하나의 건식 클러치가 배치되어 있어, 주행부로부터 입력되는 주행 관성은 차단되지 않고 싱크로나이저 동기화 시간에 영향을 미친다. 즉, 회전 관성이 작은 변속기의 내부 부품이 후륜과 같이 회전관성이 큰 부품에 동기화된다. 반면 싱크로나이저를 이용하여 트랙터 파워시프트 변속기를 개발하기 위해서는 지금까지 사용되어 온 싱크로나이저 동기화 시간 예측 방법과 달리 동기화 시간 예측 모델에 파워시프트 변속기의 사용 환경이 고려되어야 한다. 이는 엔진으로부터 입력되는 동력과 차량 주행 시 차량으로부터 기인한 주행 관성을 차단하기 위하여 싱크로나이저 전/후단에 유압 클러치와 같은 동력 차단 장치를 적용한 경우, 변속기 내부의 회전 부품에 의한 회전 관성과 클러치 드래그 토크(drag torque) 등 변속기 내부 환경만이 싱크로나이저의 동기화 시간에 영향을 미치게 된다. 이는 싱크로나이저가 동기화 될 때, 2개의 등가 회전 관성의 차이가 크지 않아 상호 영향을 미치게 되며, 두 회전 부품 모두 회전 속도가 변하여 중간의 임의의 회전 속도에서 동기화된다. 파워시프트 변속기에서 싱크로나이저 전/후단에 다수의 동력 차단 장치를 배치하는 이유는 i) 싱크로나이저는 윤활 오일의 공급 및 마찰 면적, 슬립 시간 등 기계 부품의 특성상 유압 클러치에 비하여 마찰에 의해 소실시킬 수 있는 에너지의 양이 한정되어 있어 동기화를 위해서는 싱크로나이저 양단의 동력을 차단해야 하며, ii) 싱크로나이저 동기화에 영향을 미칠 수 있는 등가 회전 관성을 최소화하여 싱크로나이저와 변속 액추에이터(actuator)의 용량을 감소시켜 비용과 크기를 낮출 수 있기 때문이다. 또한, 파워시프트 변속기는 싱크로나이저와 별도로 유압 클러치를 배치하여 슬립(slip) 시간을 조절하여 일관되고 우수한 변속 품질(변속 충격/시간)을 유지할 수 있다.

파워시프트와 같은 자동 변속기를 구현하기 위해서는 싱크로나이저를 작동시키는 변속 액추에이터와 이를 제어할 수 있는 제어시스템이 필요하다. 그러나 농업기계 분야에

서는 일부 유압 클러치 제어 관련 연구를 제외하면, 변속 액추에이터를 포함한 자동 변속기에 대한 연구는 많이 수행되지 않았다. 자동차의 변속 제어시스템은 안전을 위해 많은 시험을 기반으로 제어 변수를 표로 만들어(tabulated) 신뢰성이 높은 오픈 루프(open loop) 방법을 주로 사용하고 있으며, 정확한 차량 상태를 판단하기 위해 다수의 정밀 센서를 제어에 활용하고 있다. 반면에 다품종 소량 생산으로 재료비의 비중이 높은 농기계 산업의 특성과 야지에서 작업을 수행하는 사용 환경은 방수/방진뿐만 아니라 진동에 충분히 강인한 구조를 요구하며, 이러한 트랙터의 사용 조건은 다수의 정밀 센서를 사용하기에 한계가 있다. 따라서 트랙터용 파워시프트 변속기는 가능한 최소 수량의 강건한 센서를 활용하여 싱크로나이저의 위치 제어를 수행하여야 한다.

싱크로나이저 용량은 동기화 시간을 통하여 평가된다. 그러나 파워시프트 변속기는, 싱크로나이저 전/후단에 배치된 습식 다판 클러치로 인하여 엔진의 회전 관성 및 차량의 주행 관성의 영향을 받지 않는 구조로 되어 있어 자동차 변속기의 싱크로나이저 동기화 시간 예측 모델은 적용할 수 없다. 만약 기존에 사용되어온 동기화 시간 예측 모델을 사용하게 되면, 필요 이상으로 큰 싱크로나이저와 큰 용량의 변속 액추에이터를 선정하는 문제가 발생하게 된다. 싱크로나이저와 변속 액추에이터의 용량이 커지면, 가격 경쟁력이 낮아질 뿐만 아니라 부피가 증가하여 변속기에 적용이 불가하다. 또한 싱크로나이저의 용량이 증가하면, 중립에서도 유체 전단에 의한 드래그 토크가 증가하게 되며, 증가한 드래그 토크는 저온에서 차량을 이동하게 하여 안전을 크게 위협한다. 따라서 변속기를 개발하기 위해서는 싱크로나이저 용량 설계 기술을 확보하여 변속 품질을 향상시킴과 동시에 가격 경쟁력을 극대화하는 최적 설계가 필요하다.

본 연구에서는 싱크로나이저 전/후단에 유압 클러치가 배치된 파워시프트 변속기에서 이중 회전 관성을 고려한 싱크로나이저 동기화 시간 예측식을 개발하고, 이를 바탕으로 다물체 동역학 해석 모델을 개발하여, 실차 시험을 통하여 유효성을 검증하였다. 다물체 동역학 해석 모델은 변속 액추에이터 용량을 보다 정확히 선정하기 위하여 유압 클러치의 드래그 토크를 고려하였으며, 개발된 다물체 동역학 해석 모델을 이용하여 싱크로나이저 제어를 위한 동기화 시간의 최대/최소 범위를 추정하였다. 제안된 싱크로나이저 변속시스템을 실제 파워시프트 변속기가 장착된 차량에 적용하기 위하여 PID, DOB를 갖는 PID, LQT 제어기를 개발하여 각 제어기의 명령에 대한 출력의 정상상태 이득과 외란에 대한 출력의 정상상태 이득을 비교 분석하였다. 선형 재차 추적(Linear Quadratic Tracking, LQT) 제어기는 대상 변속시스템과 같이 위치 경로 참조가 필요한 시스템에 적합하며, 입력과 오차에 대한 가중치를 갖는 비용함수(cost function)를 최소화하는 최적 제어 로직으로, 단순한 형태의 비례성분만을 적용한 관측기인 루엔버거(Luenberger)를 적용하였으나 외란의 영향을 보정하지 못하기 때문에 외란의 영향을 많이 받게 된다. 이를 보완하기 위하여 외란에 대한 추정 성능이 높은 PI 관측기를 적용

한 DeLQT 제어기를 제안하였으며, 추정오차의 정상상태 오차는 0으로 수렴하여 외란의 영향을 제한(disturbance rejection)할 수 있음을 증명하였다. PI 관측기는 상대적으로 단순한 구조를 가지면서 외란에 대한 충분한 추정 성능을 갖기 때문에 실제 제어시스템에 적용이 용이하다. 이와 같이 PID, DOB를 가진 PID, LQT 제어 모델과 PI 관측기를 가진 DeLQT 제어 모델을 개발하여 시뮬레이션을 통해 비교 분석하고, 실차 시험을 통하여 검증하였다.

본 연구에서 제안된 동기화 시간 예측 모델은 싱크로나이저 전/후단에 유압 클러치 등 동력 차단 부품을 사용하여 엔진의 동력과 차량의 주행 관성의 영향을 최소화하는 변속시스템에 싱크로나이저를 적용할 때 기존의 예측 모델보다 빠르고 정확한 접근이 가능할 것으로 생각되며, 변속 액츄에이터 선정의 최적화에 유용하게 활용될 것이다. 또한 복잡한 사용 환경에 의해 계측이 어려운 외란이 있는 변속시스템에 PI 관측기를 갖는 DeLQT 제어기는 빠르고 정확한 위치 제어가 필요한 싱크로나이저 변속시스템에 활용할 수 있을 것으로 생각된다.

1.2 연구 목적

본 연구의 목적은 싱크로나이저 동기화 시간 예측식을 개발하고, 다물체 동역학 해석 모델을 이용한 변속 액츄에이터(DC 모터) 용량을 선정하며, DC모터를 이용한 파워시프트 변속기의 싱크로나이저 제어시스템을 개발하는 것이다. 이를 위해, 파워시프트 변속기의 구조를 반영하여 이중 회전 관성을 고려한 싱크로나이저의 동기화 시간 예측식을 개발하고, 변속기의 실사용 환경을 반영하여 정확한 동기화 시간을 예측할 수 있는 다물체 동역학 해석 모델을 개발하며 실차 시험으로 해석 모델의 유효성을 검증한다. 싱크로나이저 변속시스템을 제어하여 파워시프트 변속기에 적용할 수 있는 PI 관측기를 적용한 DeLQT 제어기를 개발하여 시뮬레이션과 시험을 통하여 검증한다. 이를 위한 구체적인 목표는 다음과 같다.

(1) 이중 회전 관성을 고려한 싱크로나이저 동기화 시간 예측식을 개발한다. 이를 위해 싱크로나이저 전/후단에 습식 다판 클러치를 배치한 파워시프트 변속기의 사용 환경을 고려한다. 각 회전 부품의 회전 속도를 2차 방정식으로 정의한 후 다양한 축 방향 하중과 회전 속도를 이용하여 이중 회전 관성을 고려한 싱크로나이저 동기화 시간 예측식을 유도한다.

(2) 파워시프트 변속기를 모사할 수 있는 이중 회전 관성을 고려한 다물체 동역학 해석 모델을 개발한다. 상용 CAD를 이용하여 변속기 내 기어트레인의 회전 관성을 계산하여 해석 모델에 적용한다. 싱크로나이저 전/후단에 배치한 유압 클러치의 영향을 반영하기 위하여 각 유압 클러치 내부 부품의 상대 회전 속도에 대한 유압 클러치의 드래그 토크를 계산하여 테이블 형태로 해석 모델에 적용한다. 또한, 유압 클러치의 드래그 토크가 싱크로나이저 동기화 시간에 미치는 영향을 분석한다.

(3) 실차 시험을 통하여 다물체 동역학 해석 모델의 유효성을 검증한다. 다양한 엔진 회전 속도와 싱크로나이저 변속에 대한 실차 시험을 수행하고, 변속 엑추에이터의 입력 축 토크에 대해 가장 가혹한 조건을 중심으로 시험 결과와 해석 결과를 비교하여 다물체 동역학 해석 모델의 유효성을 검증한다. 변속 엑추에이터 출력축의 회전 변위를 해석 모델의 입력 정보로 이용하여, DC모터의 입력 축에서의 토크를 해석 결과와 시험 결과를 비교하여 유효성을 검증하는, 역 동역학 방법(*inverse dynamic method*)을 적용한다. 다물체 동역학 해석 모델을 이용하여 싱크로나이저 동특성과 동기화 시간을 보다 정확히 예측한다. 개발된 해석 모델을 이용하여 DC모터 용량을 선정하며, 매개변수 연구(*parameter study*)를 통하여 동기화 시간에 대한 제어 요구조건을 제시한다.

(4) DC모터를 이용한 싱크로나이저 변속시스템을 파워시프트 변속기에 적용하여 변속할 수 있는 DC모터 위치 제어기를 개발한다. PI 관측기를 이용하여 변속 중 발생하는 외란을 예측하고, 예측된 외란을 입력에 반영하여 정확한 위치 제어가 가능하도록 DeLQT 제어기 적용한다. 시뮬레이션과 실차 시험을 통하여 제어기의 성능, 위치 제어의 정확성과 응답성을 검증한다.

본 논문에서는 상기의 연구 목적을 달성하기 위하여 그림 1.1과 같은 구성으로 연구를 진행하였다.

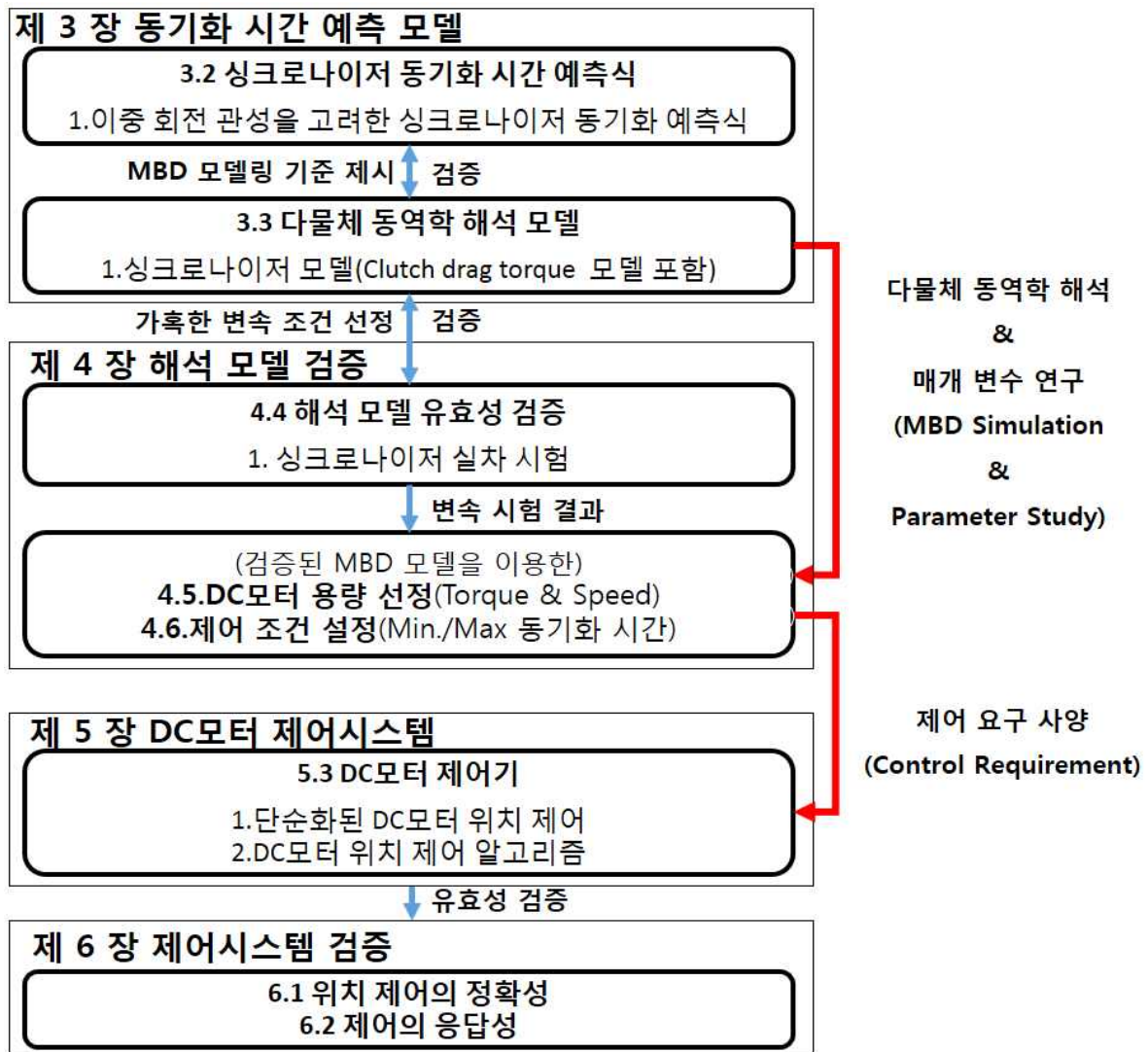


Fig. 1.1 Total study flow.

1.3 문헌 조사

본 연구에서 싱크로나이저의 동기화 시간 예측과 DC모터 제어시스템 개발을 위해 분석한 연구는 다음과 같다.

1.3.1 싱크로나이저 변속시스템

공진영(2006)은 자동화 수동 변속기의 구조를 본드(bond) 그래프를 이용하여 수학적 으로 모델링하였다. 그 모델을 활용하여 변속 특성에 영향을 주는 주요 인자를 규명하

고 주요 인자가 변속시스템에 미치는 영향을 조사하였다. 그러나 자동차를 대상으로 주요 인자를 분석하여 회전 관성 및 유압 클러치 드래그 토크 등 파워시프트 변속기와 사용 환경이 다르기 때문에 그 결과를 파워시프트 변속기에 적용하는데 한계가 있다.

조용히(2006)는 싱크로나이저에 사용되는 2가지 마찰 재질에 대하여 슬리브에 작용하는 축 방향 힘을 변경해가며 싱크로나이저 링(synchronizer ring)의 성능을 분석하였다. 축 방향 하중의 변화에 따라 동기장치에서 발생하는 콘 토크(cone torque)와 마찰계수의 변동 상황을 이론적으로 예측하였다. 시험과 비교하여 사용 영역 내에서는 상호 편차가 크지 않음을 해석적으로 증명하였다. 그러나 동기화 시간에 영향을 주는 축 방향 힘을 일정하다고 가정하여 시험 시 나타나는 싱크로나이저 동기화 동안 지속적으로 증가하는 축 방향 힘의 변화를 반영하지 못하였으며, 단품 시험을 통해 검증하여 실제 변속기의 사용 환경에서 나타날 수 있는 각종 손실 요소(마찰, 오일 처닝, 드래그 토크 등)를 반영하지 못하였다.

Lovas(2006)는 싱크로나이저의 작동 원리에 기반한 자동차 수동 변속기용 싱크로나이저의 변속 과정에 대한 수치 모델을 개발하고, 이를 이용해 변속 과정 중 싱크로나이저의 동적 거동을 규명하였다.

Rohit Kunal(2010)은 변속력 곡선과 변속 레일 프로파일의 시뮬레이션 연구에서 레일 홈과 스프링, 스틸 볼 형상의 영향을 수학적으로 계산하여, 디텐트(detent) 힘의 감소율은 초기 작용력보다 변속 레일 홈의 기울기에 의존한다고 보고하였다. 또한 기어의 변속 빠짐을 피하고, 적절한 변속력을 얻기 위하여 변속 레일의 프로파일을 최적화해야 한다고 보고하였다. 변속 레일 홈의 프로파일이 변속 품질 평가에서 가장 중요하며, 시뮬레이션을 통하여 수동 변속기의 변속 중에 발생하는 변속 힘을 예측할 수 있다고 하였다. 그러나 변속 레일에 국한된 연구로 변속기 내부 및 외부 기어 변속 메커니즘 뿐만 아니라 전체 변속기를 고려하지는 못하였다.

Bedmar(2013)는 상용차 수동 변속기용 싱크로나이저의 동기화 과정을 해석할 수 있는 수치 모델을 개발하고, 변속 성능에 영향을 미치는 인자들에 대한 연구를 수행하였다. 상업용 차량에 허용되는 동기화 시간은 0.25~0.4초이며, 싱크로나이저 콘 각도, 유효 반경, 싱크로 링의 내부 홈의 수, 변속력, 스프링 강성 등 설계 변수를 변경해가며 시뮬레이션 결과와 비교하였다. 싱크로나이저 콘 각도를 줄이거나 평균 유효 반경, 콘 토크, 슬리브에 작용하는 축 방향 힘을 증기시키면 변속 시간이 짧아짐을 확인하고 각 변수들과 동기화 시간과의 영향도를 분석하였다. 시뮬레이션에서 일정한 크기 혹은 선형적으로 증가하는 변속력을 고려하여 물리 현상을 반영하였으나, 변속 단계로 정의된 8단계 중 초기 3단계에 대해서만 시뮬레이션이 수행되어 전체 변속 특성을 파악하는데 한계가 있다.

이금열(2015)은 동적 분석을 통한 차량의 성능 해석을 수행하여, 자동화 수동 변속기의 성능 시뮬레이터를 개발하고, 이를 이용하여 변속 특성, 연비 향상, 구동 성능에 대한 연구를 수행하였다. 클러치 디스크, 드라이브 액슬, 기어박스에 대한 본드 그래프를 이용하여 운동방정식과 상태방정식을 유도하였으며, 차량의 설계 변수를 자동화 수동 변속기의 성능 시뮬레이터에 대입하여 변속 충격개선, 운전 성능 및 연료 소비율을 확인하였다. 또한 싱크로나이저 엑추에이터 용량을 분석하여, 큰 토크와 동기화 시간을 기준으로 싱크로나이저 엑추에이터 용량 기준(Max. 67.03 N)을 제시하였으나, 자동차 변속기에 국한되어 연구가 수행되어 트랙터 파워시프트 변속기에 적용하기 어렵다.

Nejad(2019)는 싱크로나이저 메커니즘과 동적 거동을 분석하기 위하여 단품 시험장치를 이용하였다. 단품 시험 장치와 수치 모델을 이용하여 시간에 따라 변동하는 축 방향 힘을 반영하여 동기화 시간을 예측하였다. 그러나 단품 시험 장치는 싱크로나이저의 동적 거동을 평가하는데 장점이 있지만, 드래그 토크 및 손실 등 실제 싱크로나이저가 적용된 변속시스템의 특성을 반영하지 못하는 한계가 있다.

1.3.2 다물체 동역학 해석 모델

김주형(2003) 등은 다물체 동역학 시뮬레이션 모델을 이용하여 수동 변속기의 변속 성능을 예측/평가할 수 있는 링크시스템, 싱크로나이저, 파워트레인의 동적모델로 구성된 시뮬레이터를 개발하였다. 이 시뮬레이터를 활용하여 레버에 속도를 입력값으로 하여 슬리브의 변위, 콘 토크, 변속력 및 입/출력축의 속도를 계산하였다. 이를 통해 싱크로나이저 거동과 변속감(shift feeling)을 해석적으로 평가하였다.

Razzacki(2007)은 듀얼 클러치 변속기에서 유압 클러치의 드래그 토크는 동기화 과정에 영향을 미치는 중요한 인자임을 보였다. 듀얼 클러치 변속기용 싱크로나이저 설계에서는 항상 $T_c(\text{cone torque}) > T_i(\text{index torque}) > T_d(\text{drag torque})$ 를 만족해야하며, 평행축(layshaft) 방식의 변속기에서 전형적인 싱크로나이저 동기화 시간 20 ms 라고 제시하였다. 싱크로나이저 동기화 시간 검토 시 총 손실을 고려하여야하며, 유압 클러치의 드래그 토크, 유체 처닝(fluid churning) 손실, 베어링 마찰, 축 및 클러치 엑추에이터 기구의 굽힘과 변형 등에 의한 마찰 손실(frictional losses)에 대한 시험식을 제시하고, 싱크로나이저 동기화 시간에 영향을 미침을 확인하였다. 그러나 트랙터용 파워시프트 변속기의 실사용 조건인 이중 회전 관성과 변동 축 방향 힘을 고려하지 못하는 한계가 있다.

Haggstram(2011) 등은 상용차의 자동화 수동 변속기에서 동기화 과정을 시뮬레이션할 수 있는 수치 모델을 개발하였다. 싱크로나이저가 적용된 시스템의 특성을 상세하게 반영하고 있지만 자동차 변속기와 파워시프트 변속기의 사용 환경이 달라 적용에 한계

가 있다.

Feng(2016)은 자동차 수동 변속기용 싱크로나이저의 다물체 동역학 해석 모델을 2D 접촉 요소를 이용해 개발하였다. 이를 이용해 동기화 과정 동안 마찰면의 접촉력과 설계 변수의 영향을 연구하였다. 다물체 동역학 해석에서 2D 접촉과 3D 접촉은 동일한 결과를 보이나, 해석 시간은 2D 접촉을 이용한 해석이 더 짧으며 3D 접촉이 더 많은 노이즈를 생성한다고 하였다. 따라서 다물체 동역학 해석 모델 개발에 싱크로나이저 챔퍼와 큰 모델에 2D 접촉을 적용할 수 있으나, 축 방향 힘을 일정하게 적용하였다는 한계가 있다.

Nejad et al(2017)은 입력축과 출력축의 속도를 개별적으로 제어할 수 있는 싱크로나이저 시험 장치를 개발하고, 이 시험 장치를 이용해 동기화 시간을 예측할 수 있는 다물체 동역학 해석 모델을 검증하였다. 시험 결과를 해석 모델에 적용하는 역 동역학 기법을 적용하였으며, 기존 동기화 예측식을 기반으로 해석 모델을 개발하였다. 축 방향 하중을 시간에 따른 변동 하중으로 적용하여 실제 사용 환경을 반영하였으며 동기화 시간 예측 모델의 단순화를 위해 일정한 축 방향 하중 및 평균 마찰 계수의 적용이 동기화 시간 예측의 정확도를 감소시킨다고 하였다. 또한 축 방향 하중과 가해진 시간이 동일할 경우 싱크로나이저 유효 반경과 마찰계수의 변화는 동기화 시간에 큰 영향을 미친다고 하였다. 해석 모델은 매우 높은 정확도를 보였으나 파워시프트 변속기와 같이 싱크로나이저 전/후단에 동력단절장치가 있는 환경에서는 적용하기 어렵다는 한계가 있다.

1.3.3 제어시스템

김은성(2003)은 수동 변속기의 자동화에 필요한 유압 액추에이터의 성능을 향상시키기 위하여 컴퓨터 시뮬레이션 기법으로 요인분석과 변속 시 싱크로나이저의 충격을 줄이기 위한 연구를 수행하였다. 응답속도가 빠른 변속을 위해서는 스톱노이드 밸브의 시정수, 계인, 액추에이터의 작동면적, 부하, 전체 시스템의 제어 로직이 중요하며, 싱크로나이저의 충격 완화를 위해서는 변속 방법 및 변속 패턴이 중요하다고 하였다.

Zaimin(2012)은 차량 변속기의 구조를 변경하지 않고 2개의 모터와 케이블을 이용하여 수동 변속기를 자동화할 수 있는 자동화 수동 변속기용 변속 액추에이터(novel gear selector)를 제안하였다. 변속과정에서 자체 잠금 장치(self-lock mechanism), 싱크로나이저 등 요소부품에 대한 수학적 모델을 제시하였다. LQR 기반의 최적제어 알고리즘을 DC 모터 위치 제어에 사용하였다. 실차 시험을 통하여 자동화 수동 변속기와 제어 알고리즘을 검증하였다.

Mohammad Adhitya(2013)는 듀얼 클러치 변속기(DCT)의 부드러운 기어 사전 선택(pre selection)을 위한 방법으로 변속 시간에 근접할 때까지 기어 사전 선택을 지연하는 전략을 제안하였다. 변속하는 동안 토크 단절을 줄이는 방법으로 유전 알고리즘을 이용해 싱크로나이저 조작시간을 계산하여 전자유압시스템의 페루프 제어에 이용하였다. 전자유압시스템의 밸브 스플 운동과 슬리브 운동을 고려하기 위하여 시뮬레이션 모델을 사용하였다. 그러나 유전 알고리즘은 연산량이 많아 제한된 자원으로 빠른 시간 내에 처리해야 하는 실제 변속기의 제어기(TCU)에 사용할 수 없는 단점이 있다.

M.S. Kumbhar(2014)는 승용차의 가격 경쟁력을 확보하기 위해 DC모터를 이용한 자동화 수동 변속기를 구현하였으며, DC모터 제어 시 아날로그 신호를 피드백 받아 페루프 제어하는 방법을 제안하였다. 시험 결과, 응답이 빠른 제어로 토크 단절 구간이 기존 수동 변속기보다 작아짐을 증명하였다. 그러나 변속을 위해 DC모터로 케이블을 작동시키는 방식은 마찰저항, 공차 등으로 손실이 발생하며, 변속하는 동안 이상 작동, 정밀제어가 어려워 트랙터 변속기에 실용적으로 사용하기에 단점이 있다.

김지환(2015)은 자동화 수동 변속기에서 수동 변속기의 기계적 변속과정을 유공압 실린더나 DC모터 등의 변속 액추에이터를 이용해 자동화하여 동력 손실을 줄일 수 있다고 하였다. 자동화 수동 변속기(AMT)용 싱크로나이저 변속을 위한 변속 액추에이터로 DC모터를 사용하였다. 원조 LQT 제어기는 루엔버그(Luenberger) 관측기를 이용하여 상태(states)를 관측하지만, 입력요소에 보상(차감)하지 않고 무시하여 외란의 영향에 대한 제한(disturbance rejection)성능이 저하되는 문제점을 개선하기 위하여, 보완된 MLQT 제어기를 제안하였다. 보완된 MLQT 제어기는 원조 LQT 제어기와 동일하게 루엔버그 관측기를 통해 상태를 추정하고, 관측기를 이용해 추정한 외란 항을 무시하지 않고 입력요소에 보상하여 외란의 영향을 제거하여 외란 제거 성능이 우수하다. DC모터 위치 제어를 위해 모든 상태를 계측하는 대신 출력만 측정할 것을 요구하는 개선된 MLQT 제어기를 제안하였다. DC모터 위치 제어에 개선된 MLQT 제어 알고리즘을 적용하여 외란 제거 성능이 우수함과 동시에 정밀한 위치 제어가 가능함을 시뮬레이션을 통하여 검증하였다. 그러나 이상화된 시뮬레이션을 통한 검증으로 실차 환경에서 발생하는 여러 외란에 대한 검증이 이루어지지 않은 한계가 있다.

제 2 장 싱크로나이저 변속시스템

2.1 개요

본 논문의 연구 대상은 파워시프트 변속시스템을 장착한 국내 L사의 75 kW 농업용 트랙터이다. 본 트랙터는 Tier IV 전자식 디젤엔진을 적용한 캐빈형 유틸리티(utility)급으로 그림 2.1과 표 2.1은 대상 트랙터의 사양을 나타낸 것이다.



Fig. 2.1 A View of the tractor used in this study.

L사에서 양산 중인 트랙터를 이용하여 주변속 8단 파워시프트 변속기를 개발하였고, 이를 이용하여 싱크로나이저의 동적 거동 및 제어시스템의 검증시험을 실시하였다.

Table 2.1 Specification of target tractor

Items	Units	Specification
Manufacturer	-	LSMtron
Model	-	XP7102
Power	kW	75
Rated engine speed	rpm	2,200
Transmission type	-	Power-shift(16x16)
Weight	kN	40.40

연구 대상인 파워시프트 변속시스템은 변속기와 제어시스템으로 구성되며, 변속기는 전자식 유압 밸브로 작동하는 4개의 습식 다판 클러치, DC모터로 구동되는 4개의 싱크로나이저, 전/후진과 주변속 8단(4x2), 부변속 2단(LxH)으로 구성되어 있다. DC모터를 이용한 제어시스템은 변속력을 생성하는 DC모터, DC모터의 회전운동을 변속 레일(포크)의 직선 운동으로 변환하는 링크시스템, 전/후진 변속과 주행 속도 변속을 수행할 수 있는 싱크로나이저로 구성되어 있다. 주변속과 전/후진 변속에 사용되는 4개의 싱크로나이저는 보조 유압 클러치(C1/C2 Clutch)와 주 유압 클러치(C3/C4 Clutch) 사이에 배치되어, 각각 주변속(4단↔5단)과 전/후진 변속의 기능을 수행한다.

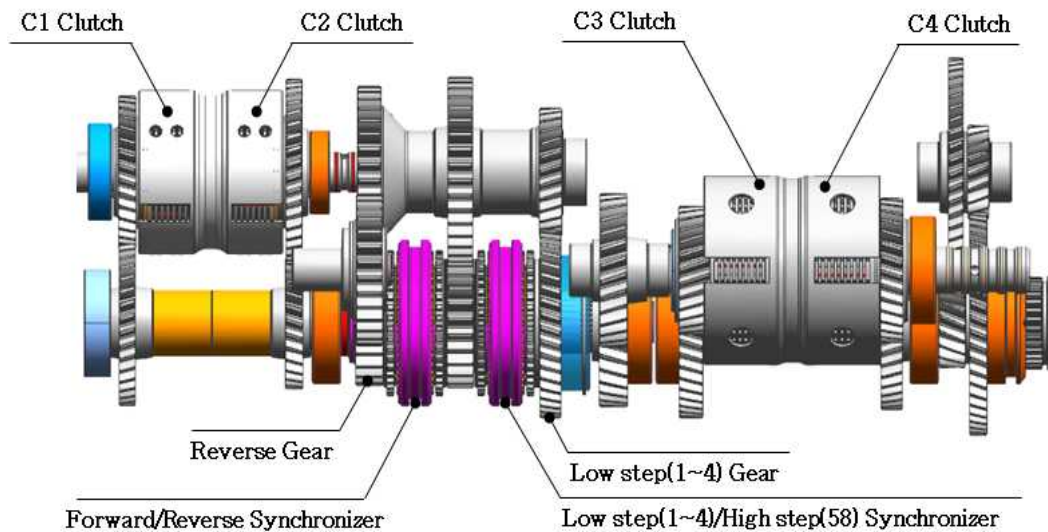


Fig. 2.2 Configuration of target power-shift transmission.

주변속 8단 중 1단부터 4단까지의 저단 구간과 5단부터 8단까지의 고단 구간은 변속기의 입력부(C1/C2 클러치 축)와 출력부(C3/C4 클러치 축)에 배치된 각 2쌍의 습식 다판 클러치의 순차적 작동을 이용하여 변속을 수행하며, 저단 구간과 고단 구간 간의 구간 변속(4단↔5단)과 전/후진 변속은 4개의 싱크로나이저의 작동에 의해 독립적으로 수행된다. 이때 싱크로나이저를 이용한 주변속의 구간 변속과 전/후진 변속은 DC모터와 변속 링크시스템에 의해 수행된다. 변속을 위해 각각의 싱크로나이저의 슬리브 위치를 변경할 수 있도록 변속 포크와 변속 레일을 포함한 2절 링크를 이용하여 변속 링크시스템을 구성하였으며, 2절 링크를 구동하기 위한 동력으로 DC모터를 사용하였다.

파워시프트 변속시스템의 작동 순서는 주변속 구간 변속과 전/후진 변속이 동일한 방법으로 작동되며, 아래와 같이 3 단계로 변속이 수행된다.

1단계 : 엔진으로부터 동력이 입력되는 보조 습식 다판 클러치(C1/C2)와 후륜과 연결된 주 습식 다판 클러치(C3/C4)에 공급되는 유압을 차단함으로써 싱크로나이저 전/후로 전달되는 동력이 차단(disengaged)된다.

2단계 : 운전자의 의도에 따라 DC모터에 의해 주변속 혹은 전/후진 변속링크와 연결된 변속 포크를 이용하여 슬리브를 축 방향으로 이동시켜 싱크로나이저 변속을 수행한다.

3단계 : 운전자가 원하는 속도 단수 혹은 전/후진 변속에 따라 보조 습식 다판 클러치 체결 후 주 습식 다판 클러치 순서로 체결하여 변속기를 재 작동시킨다. 이때 주 습식 다판 클러치 모듈레이션을 통해서 변속 충격을 감소시켜 사용자 편의성 및 변속 성능을 개선할 수 있다. 사용자는 마지막에 작동하는 주 습식 다판 클러치의 모듈레이션 성능에 따라 변속 충격을 느끼게 된다. 주변속 습식 다판 클러치와 싱크로나이저 작동 순서는 그림 2.3에 나타내었다. 상기의 순서로 작동하는 이유는 싱크로나이저 변속 시, 보조/주 습식 다판 클러치를 차단함으로써 엔진으로부터 입력되는 동력과 주행 중 차량으로부터 입력되는 차량 주행 관성의 영향을 최소화하여 싱크로나이저의 크기(용량)를 최소화하면서도 짧은 시간에 신뢰성 있는 변속을 수행하기 위해서이다.

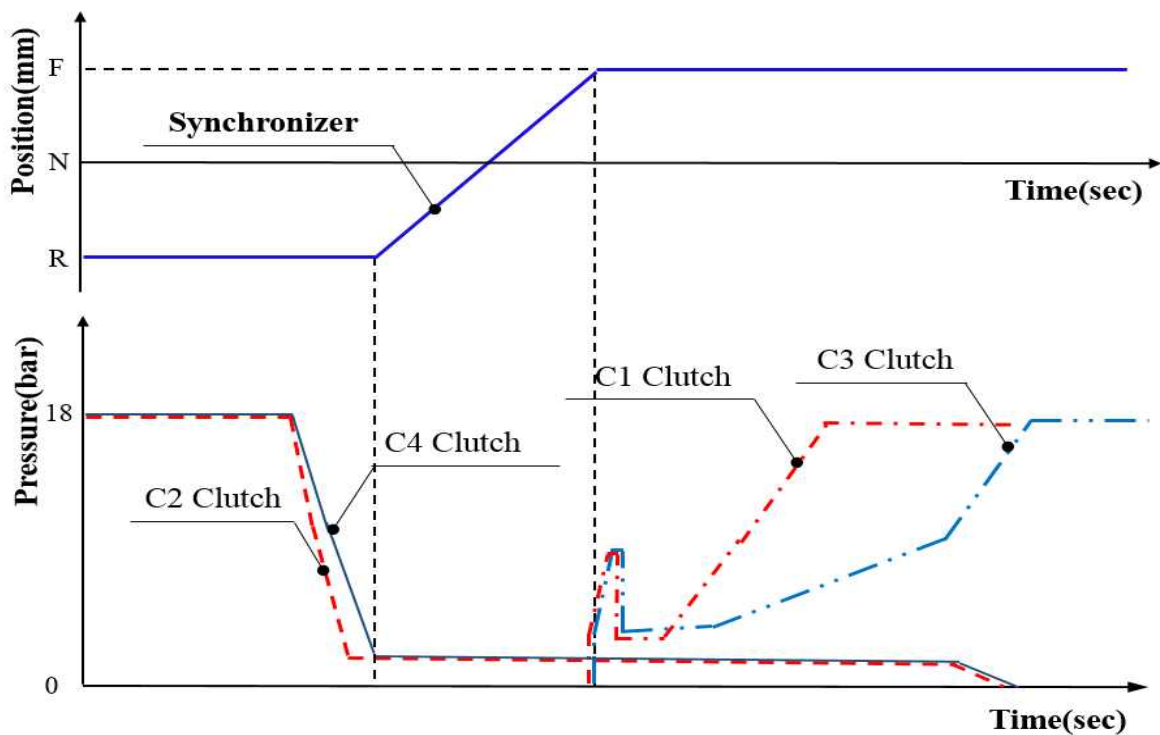


Fig. 2.3 Clutches and synchronizers operating sequence during gear shift.

각 변속 단수별 보조/주 습식 다판 클러치와 싱크로나이저의 작동 상태는 표 2.2와 같이 나타내었다.

Table 2.2 Actuator operating of power-shift transmission

	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th	7th	8th
C1 Clutch	O	O			O	O		
C2 Clutch			O	O			O	O
F/R Syn.	F	F	F	F	F	F	F	F
Lo/Hi Syn.	Low	Low	Low	Low	High	High	High	High
C3 Clutch	O		O		O		O	
C4 Clutch		O		O		O		O

전진 4단의 동력전달경로는 C2 습식 다판 클러치가 체결되고, 엔진으로부터 입력된 동력이 C2 구동 및 종동기어를 통하여 전달되며, C2 종동기어와 연결된 축으로 전달된 동력은 전진 싱크로나이저가 체결되어 전진 구동과 종동기어를 통하여 주변속 구간 변속(L/H) 싱크로나이저로 동력이 전달된다. 저단 구간 변속(L, 1~4단) 싱크로나이저가 체결되면 싱크로나이저 허브와 일체인 축을 통하여 연결기어에 동력이 전달되어 주 클러치로 동력이 연결된다. 주 클러치 중 C4 습식 다판 클러치가 체결되어 C4 구동과 종동기어를 통하여 전달된 동력은 부변속, 스파이럴 피니언 및 베벨, 최종감속기어를 통하여 타이어로 동력이 전달된다. 1단부터 4단까지는 각 단수에 맞는 보조 클러치(C1/C2) 및 주 클러치(C3/C4)의 체결 여부에 따라 동일한 방법으로 동력을 전달한다.

전진 5단의 동력전달경로는 C1 습식 다판 클러치가 체결되고, C1 구동과 종동기어를 통하여 엔진으로부터 입력된 동력이 전달되며, C1 종동기어와 연결된 축으로 전달된 동력은 전/후진 방향전환과 구간 변속 싱크로나이저로 전달된다. 이때 전진 싱크로나이저와 고단 구간 변속(H, 5~8단) 싱크로나이저가 체결되어 전진기어를 통하여 전진과 고단 구간 변속 싱크로나이저가 직결된다. 허브와 일체형인 축을 통하여 연결기어에 동력이 전달되어 주 클러치(C3/C4)로 동력이 전달된다. 주 클러치 중 C3 습식 다판 클러치를 체결하여 C4 구동과 종동기어를 통하여 동력이 타이어까지 전달되어 차량을 전진시킨다. 5단부터 8단까지는 각 단수에 맞는 보조 클러치(C1/C2) 및 주 클러치(C3/C4)의 체결 여부에 따라 동일한 방법으로 동력을 전달한다.

후진 8단의 동력전달경로는 C2 습식 다판 클러치가 체결되고, C2 구동과 종동기어를 통하여 엔진으로부터 입력된 동력이 전/후진 변속 싱크로나이저로 전달된다. 이때 후진 싱크로나이저가 체결되면, 후진 구동, 아이들 및 종동기어로 회전 방향을 전환하

여 동력이 전달되며, 중동기어와 연결된 축을 통하여 저단/고단 구간 변속기어로 동력을 전달한다. 고단 구간 변속(5~8단) 싱크로나이저가 체결되어 후진 중동기어로부터 전달된 동력은 구간 변속 싱크로나이저 허브와 일체인 축을 통하여 연결기어까지 전달된다. C4 습식 다판 클러치가 체결되고, C4 구동과 중동기어를 통하여 동력이 타이어까지 전달되어 차량을 후진 방향으로 이동시키게 된다.

전/후진 변속의 경우, 저/고단 구간 변속의 조작과 각 단수에 맞는 보조 클러치와 주 클러치의 체결 여부에 따라 동일한 방법으로 동력을 전달한다. 전/후진 변속과 주변속 싱크로나이저 작동에 대한 전진 4단, 전진 5단, 후진 8단의 동력전달 경로를 그림 2.4에 나타내었다.

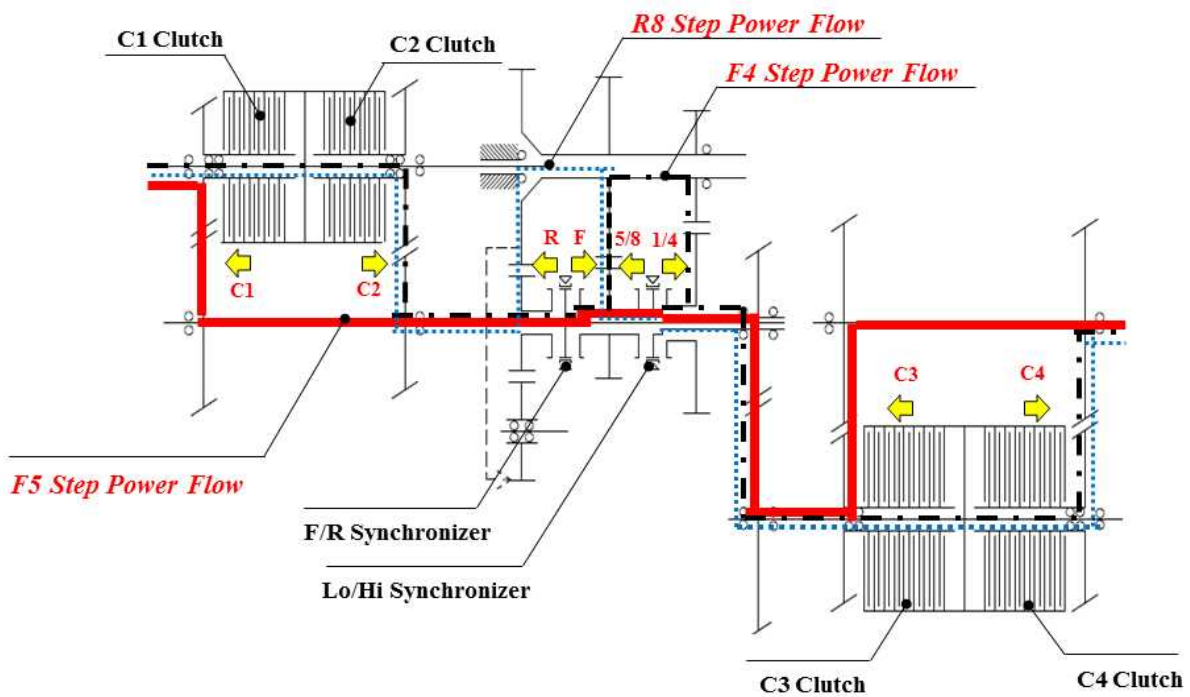


Fig. 2.4 Power-flow of power-shift transmission.

2.2 싱크로나이저

변속기에서 싱크로나이저는 변속을 위한 핵심부품이지만, 설계가 어렵고 특성 파악이 까다로운 부품이다. 그러나 습식 다판 클러치 등 여타의 변속장치에 비해 작동 원리와 구조가 간단하고 가격이 저렴하여, 자동차, 중장비 및 농업기계 산업에서 변속을 위해 널리 사용되는 부품이다. 싱크로나이저는 기어변경을 가능하게 하는 기계부품으로 1920

년대에 변속기의 내구성 향상, 사용자의 편의성 증대 및 저소음을 위해 고안되었다. Bedmar(2013)는 싱크로나이저의 기능을 변속 시 두 회전체의 상대속도를 감소시킴으로써 변속 시간과 변속 힘(shift effort)을 감소시켜 동적 변속 품질(dynamic shift quality)을 얻는 것이라고 정의하였으며, 대형 트럭의 경우 기어트레인에 전달되는 토크가 크기 때문에 변속 시 변속 시간과 변속 힘을 감소시켜 우수한 동적 변속 품질을 얻는데 문제가 된다고 하였다. 조용히 등(2006)은 싱크로나이저의 성능은 “얼마나 짧은 시간에 동기작용을 완료하느냐”로 평가할 수 있다고 하였다. 동기화 시간은 상당관성과 각속도 변위에너지를 소비시켜 각속도 차이를 “0”으로 만드는데 소요되는 시간으로 이 시간은 곧 싱크로나이저 링의 성능 혹은 용량을 나타낸다고 하였다.

싱크로나이저는 마찰면의 수에 따라 싱글 콘(single cone), 더블 콘(double cone), 트리플 콘(triple cone)으로 구분된다. 본 연구에서는 블락커 링(blocker ring) 타입의 더블 콘 싱크로나이저(double cone synchronizer)를 사용하였다. 더블 콘 싱크로나이저를 사용한 이유는 작은 크기의 싱크로나이저에서도 마찰 면의 수를 증가시켜 싱크로나이저 용량을 증가시킬 수 있기 때문이다. Bedmar(2013)은 평행 축 타입의 변속기에는 주로 키(key) 혹은 볼(ball) 타입의 스트러트(strut or key)가 장착된 블락커 링 타입의 싱크로나이저가 활용된다고 하였다. 주변속에 사용된 DC모터를 이용한 싱크로나이저 변속시스템의 구조를 그림 2.5에 나타내었다.

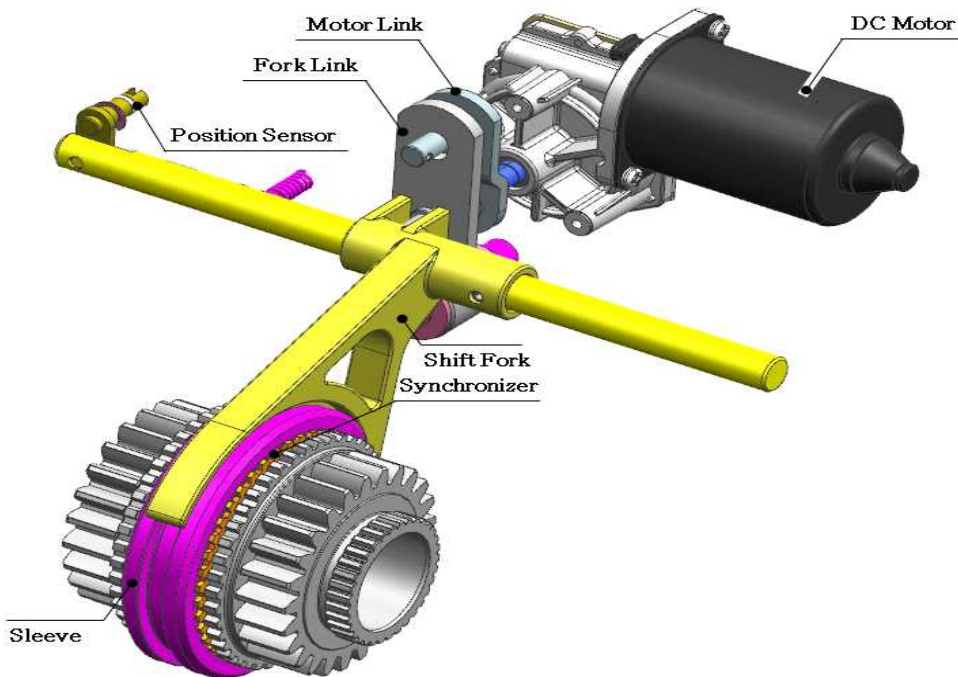


Fig 2.5 Synchronizer gear-shifting system using DC motor.

2.2.1 구성 요소 및 기능

본 연구에 사용된 싱크로나이저는 국내 C사가 공급하는 제품으로 트랙터 변속기에 널리 사용되는 키 타입, 더블 콘 싱크로나이저이며, 그림 2.6에 나타내었다. 주요 구성 부품은 중동기어의 외부 스플라인 이(external spline teeth, dog gear, clutch gear), 이너 링(inner ring, inner cone), 싱크로나이저 링(synchronizer ring, synchronizer cone), 블락커 링(blocker ring, outer ring), 슬리브(sleeve), 허브(hub), 키(key, strut) 및 C형 스프링(C-spring)으로 구성된다.

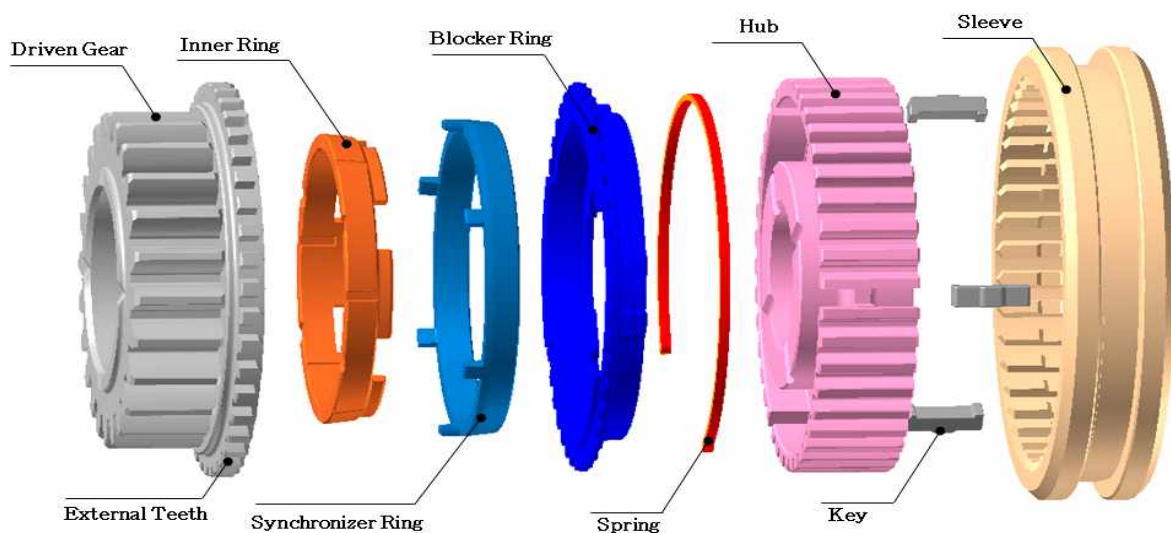


Fig 2.6 Configuration of the double cone synchronizer.

각 구성 부품의 주요 기능은 다음과 같다.

블락커 링, 싱크로나이저 링과 이너 링은 싱크로나이저의 핵심 부품으로, 싱크로나이저 링의 내/외측 경사면과 이너 링과 블락커 링의 경사면이 접촉하여 마찰을 발생시켜 각 부품의 상대 회전 속도를 “0”으로 만든다.

키는 작동 초기에 슬리브로부터 블락커 링에 축 방향 힘을 부여하는 부품으로서, 블락커 링이 허브와 같이 회전하도록 썩기를 채우는 기능을 수행한다. 블락커 링을 싱크로나이저 링, 싱크로나이저 링을 이너 링과 접촉하게하기 위하여 초기 하중(pre synchronization)을 부여한다.

C형 스프링은 영문 알파벳 C 형상의 링으로 기어 중립 단수에서 키가 반경 방향으로 스프링 힘을 가하여 슬리브가 허브 중앙에 위치하도록 한다.

허브는 일반적으로 구동축과 스플라인으로 연결되며, 슬리브가 축 방향으로 이동하여 변속할 수 있도록 가이드를 제공하는 외측 스플라인이 가공된 부품이다.

슬리브는 축 방향 위치를 변경하여 변속을 실행하는 부품이다. 축 방향으로 이동하여 입력 축과 연결된 허브를 출력 기어와 연결하여 동력을 전달하는 기능을 한다. 슬리브 내부에는 디텐트 홈(detent groove)을 가지며 슬리브가 중립 위치에 있을 때 키의 중앙 돌출부가 슬리브의 디텐트 홈의 중앙에 위치하도록 한다.

기어의 외부 스플라인 이는 슬리브의 내측 스플라인 챔퍼가 기어의 외부 스플라인 이의 챔퍼와 접촉되어 기어와 연결될 수 있도록 하며, 두 부품의 스플라인 측면이 접하여 동력을 전달한다.

2.2.2 디텐트(키와 슬리브) 시스템

슬리브와 키로 구성된 싱크로나이저 디텐트는 다음과 같은 기능을 수행한다. 키는 그림 2.7과 같이 슬리브의 내경 스플라인에 경사각을 이루는 디텐트 홈과 접촉하는 부품이다. 싱크로나이저가 중립상태일 때 키의 돌출부는 슬리브의 디텐트 홈에 안착된다. 슬리브의 디텐트 홈과 키의 돌출부의 역할은 C형 스프링의 변형을 이용하여 슬리브를 중립에 위치시키는 것이다. 싱크로나이저가 N→4단으로 변속하는 동안, 중립 위치에서 빠져 나온 키는 스프링의 압축 변형에 의해 원주방향 하중을 발생시킨다. 스프링은 키를 원주방향으로 밀고 키의 돌출부와 슬리브의 홈의 형상에 의한 접촉으로, 슬리브가 축 방향으로 이동함에 따라 키는 블락커 링의 측면과 접촉하여 축 방향으로 하중이 가해진다. 슬리브에 작용하는 축 방향 힘(F_s)에 의해 슬리브가 축 방향으로 이동하는 동안 키에는 변속 저항력(F_b)이 발생한다. 슬리브와 키 사이의 자유물체도는 그림 2.7에 표시하였다. 디텐트 홈과 키에 작용하는 힘은 C형 스프링의 변형과 마찰력으로부터 기인한다. 키에 작용하는 힘의 평형은 식 2.1과 식 2.2로 표현할 수 있다.

$$\sum F_x = 0, -F_b + F_f \cos \theta_k + F_n \sin \theta_k = 0 \quad (2.1)$$

$$\sum F_y = 0, F_{sp} + F_f \sin \theta_k - F_n \cos \theta_k = 0 \quad (2.2)$$

$$F_f = \mu_k F_n \quad (2.3)$$

where, F_{sp} : Spring force, N

F_b : Reaction force acting on the key, N

F_f : Friction force acting on the key, N

F_n : Normal force to the slope of the key against the shifting force, N

μ_k : Friction coefficient between sleeve and key

θ_k : Inclination angle of key's protrusion, deg

식 2.2에 식 2.3를 대입하여 경사면에 수직인 힘으로 정리하면 식 2.4가 된다.

$$F_n = \frac{F_{sp}}{(\cos\theta_k - \mu_k \sin\theta_k)} \quad (2.4)$$

슬리브에 작용하는 힘의 평형은 식 2.5와 식 2.6으로 표현할 수 있다. 식 2.5의 마찰력에 식 2.3을 대입하여 축 방향 힘에 관하여 정리하면 식 2.7로 나타낼 수 있다.

$$\sum F_x = 0, F_s - F_f \cos\theta_k - F_n \sin\theta_k = 0 \quad (2.5)$$

$$\sum F_y = 0, -F_r - F_f \sin\theta_k + F_n \cos\theta_k = 0 \quad (2.6)$$

$$F_s = F_n (\mu_k \cos\theta_k + \sin\theta_k) \quad (2.7)$$

where, F_s : Axial force(shifting force) acting on the sleeve, N

식 2.4를 식 2.7에 대입하여 정리하면 식 2.8과 같이 축 방향 힘을 구할 수 있다.

$$F_s = \frac{F_{sp} (\mu_k \cos\theta_k + \sin\theta_k)}{(\cos\theta_k - \mu_k \sin\theta_k)} \quad (2.8)$$

C형 스프링의 변형에 의한 힘(F_{sp})은 식 2.9로 표현할 수 있다. 이때, 키의 양쪽에 C형 스프링 2개가 설치되지만 변속 시 1개의 C형 스프링이 변형되어 힘을 발생시키므로 스프링 힘은 식 2.10으로 표현할 수 있다. 슬리브에 작용하는 축 방향 힘(F_s)을 계산하기 위하여 식 2.9를 식 2.8에 대입하여 정리하면 식 2.10과 같이 축 방향 힘을 계산할 수 있다.

$$F_{sp} = K_c \varepsilon_c + F_0 \quad (2.9)$$

$$F_s = \frac{(K_c \varepsilon_c + F_0)(\mu_k \cos \theta_k + \sin \theta_k)}{(\cos \theta_k - \mu_k \sin \theta_k)} \quad (2.10)$$

where, F_0 : Initial force on install of C-spring, N

ε_c : Radial displacement of C-spring, mm

K_c : Spring constant of C-Spring, N/mm

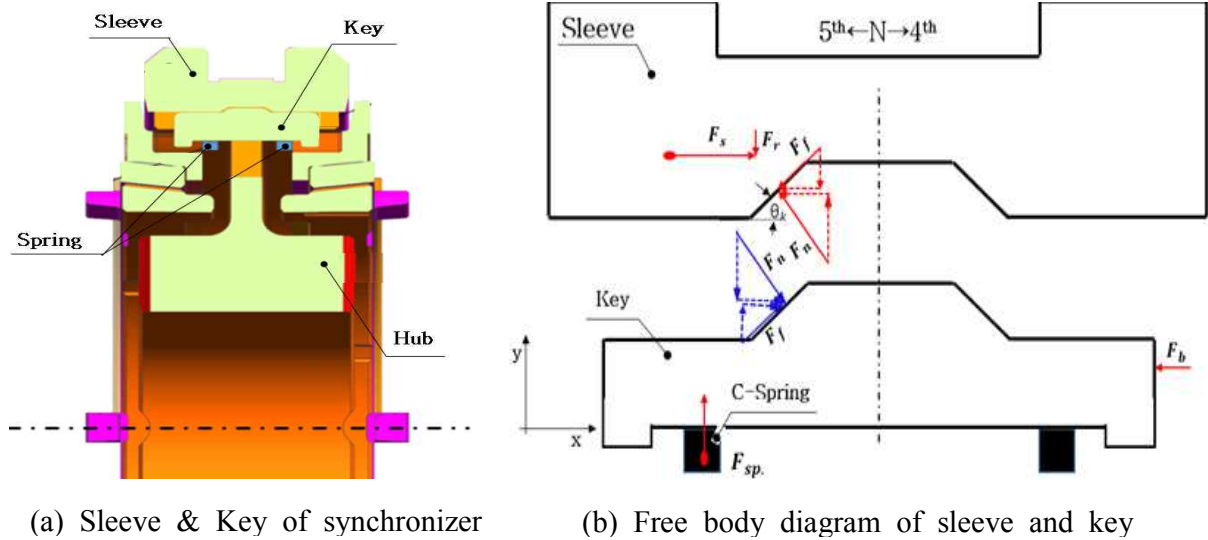


Fig. 2.7 Detent system of synchronizer.

표 2.3은 본 연구에 사용된 디텐트의 사양을 나타낸 것이다.

Table 2.3 Design parameters of sleeve and keys

Items	Units	Symbol	Value
C-Spring constant	N/mm	K_c	18
Inclination angle of key's salient	deg	θ_k	35
C-Spring's radial displacement	mm	ε_c	0.8
Frictional coefficient	-	μ_k	0.08

2.2.3 싱크로나이저 변속 과정

본 연구에서는 싱크로나이저가 중립에서 변속이 완료될 때까지 변속 단계를 8 단계로 정의하였다. Bedmar(2013)은 싱크로나이저의 변속 과정을 수행하는 연구 목적에 따라 6~9 단계 등으로 다양하게 기술하지만, 전체 변속 과정은 동일하다고 하였다.

1단계(neutral) : 변속을 위한 준비 단계로 슬리브를 중립위치로 이동한다. 변속 해제 는 슬리브에 축 방향 힘을 부가하여 중립위치로 이동시키는 것으로 슬리브 스플라인과 기어 스플라인의 역 사면 경사각(back rake angle)에 기인한 반력이 작용한다. 중립에서는 그림 2.10과 같이 슬리브에 작용하는 축 방향 힘($F_s=0$)이 없는 상태로, 키의 돌출부가 슬리브의 디텐트 홈에 안착되어 슬리브가 허브의 중앙에 위치한다. 이때 키와 블락커 링 사이의 틈새(X_1), 블락커 링과 기어의 측면 사이의 틈새(X_2)가 존재하여 싱크로나이저 부품에 마찰이 발생하지 않는 상태이다. 그러나 실제 변속기에서는 저온에서 콘클러치 사이의 작음 틈새와 윤활유에 의해 드래그 토크(drag torque)가 발생하여 중립 상태에서도 차량이 이동하여 안전사고가 발생할 수 있다.

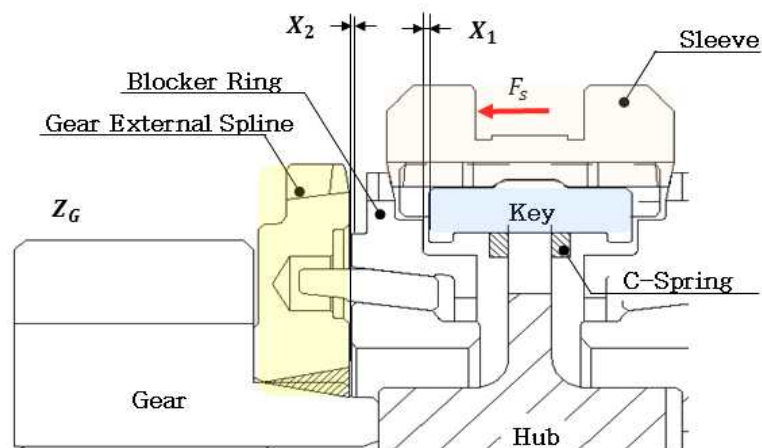


Fig. 2.10 Neutral position.

2단계(neutral detent) : 변속을 위하여 슬리브에 축 방향 힘(F_s)이 가해지면 슬리브가 중립위치에서 키의 돌출부와 슬리브 디텐트 홈의 경사면에 접촉하는 위치까지 이동한다. 축 방향 힘은 슬리브와 키를 중립상태에서 축 방향으로 이동시켜 기어의 측면과 블락커 링의 틈새(X2), 블락커 링과 키 사이의 틈새(X1)가 제거되어 접촉하도록 축 방향으로 이동한다. 이때 블락커 링과 싱크로나이저 링, 이너 링 사이의 윤활 오일이 제거되어 마찰계수가 높아진다. 만약 부품 사이의 윤활 오일을 제거하지 못하면 마찰계수가 낮아져 결과적으로 크래시(clash)라는 고장이 발생할 수 있다.

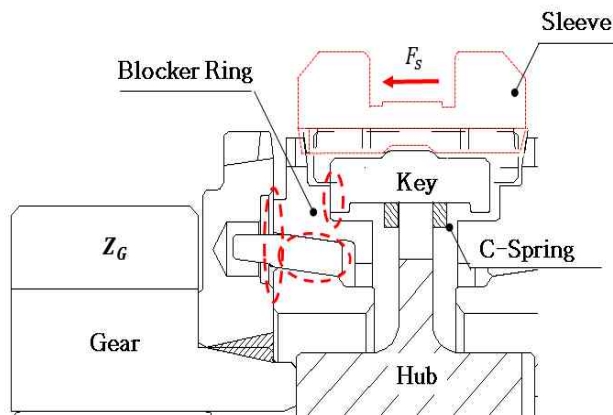


Fig. 2.11 Key detent load build-up.

3단계(pre-synchronization) : 슬리브에 작용하는 축 방향 힘이 키에 의해 블락커 링의 측면에 가해진다. 이 힘은 싱크로나이저 링의 상/하 경사면이 블락커 링과 이너 링의 경사면과 접촉하여 마찰(콘 토크)이 발생하기 시작하고, 블락커 링이 그림 2.12와 같이 정렬된 위치로 이동하게 된다. 이때 싱크로나이저에 콘 토크가 생성되기 시작하며, 입력과 출력 사이의 속도차가 감소하게 된다.

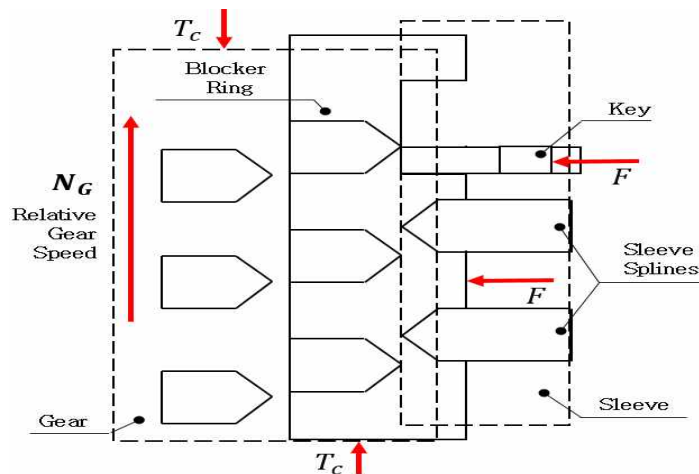


Fig. 2.12 Blocker ring moves to index position.

4단계(synchronizing) : 슬리브는 입력과 출력 사이의 상대회전 속도가 없어질 때까지 축 방향으로 이동하지 못한다. 블락커 링(이너 링)과 싱크로나이저 링의 마찰면에서 마찰 토크가 발생하여 입력과 출력 사이의 상대회전 속도가 지속적으로 감소하여 같은 속도가 된다. 이때 발생하는 토크를 콘 토크(cone torque, T_c)라고 하며, 이때 슬리브에 작용하는 축 방향 힘(F_s)은 상대속도가 같아질 때까지 지속적으로 증가하게 된다.

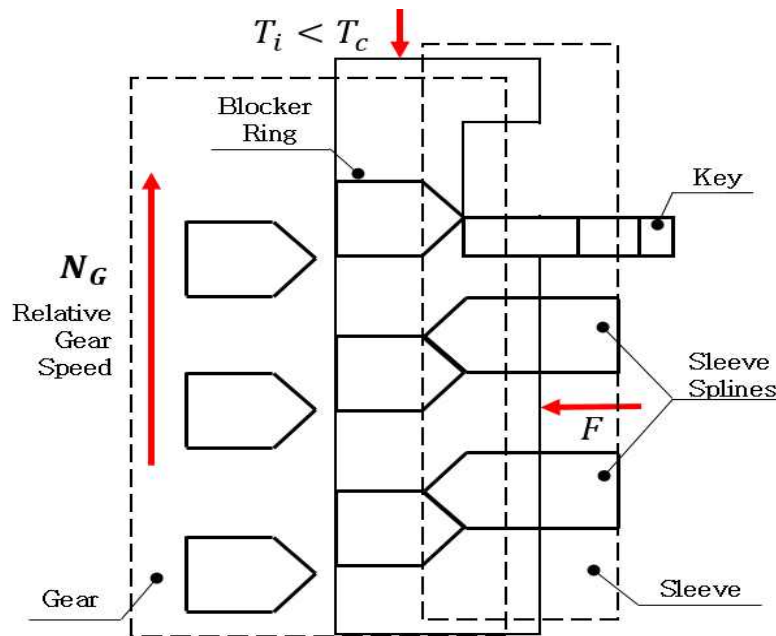


Fig. 2.13 Index position of sleeve and blockier ring.

5단계(synchronization) : 입력과 출력 사이의 상대 회전 속도가 “0”에 도달하면 더 이상 큰 토크는 발생되지 않아 슬리브는 축 방향으로 이동한다. 이때 슬리브에 작용하는 축 방향 힘(F_s)은 급격하게 감소한다.

6단계(blocking release) : 슬리브가 축 방향으로 이동하여 블락커 링의 스플라인 이와 접촉할 때 블락커 링은 회전 반대방향으로 이동한다. 즉, 슬리브의 스플라인 이의 챔퍼와 블락커 링의 스플라인 이의 챔퍼가 접촉하여 인덱스 토크(index torque, T_i)를 발생시키며, 블락커 링은 슬리브가 통과할 수 있도록 슬리브 회전방향의 반대방향으로 이동한다. 이때 인덱스 토크는 지속적으로 감소하고 있는 콘 토크(T_c) 보다 커지게 된다. 슬리브가 블로커 링을 통과(그림 2.14)하여 지나갈 때 슬리브에 작용하는 축 방향 힘(F_s)이 감소하여 “0”이 된다. 슬리브(블락커 링)에 대한 기어 상대 회전 속도가 “0”에 접근할 때 콘 토크(T_c)는 “0”에 가깝게 된다. 동기화가 완료되면 블락커 링은 더 이상

마찰력을 발생시키지 않아 콘 토크를 발생하지 않는다. 이때 인덱스 토크는 콘 토크보다 커지고, 블락커 링이 슬리브 회전 반대 방향으로 회전하여 정렬된 후 슬리브가 블락커 링의 스플라인을 통과하게 된다.

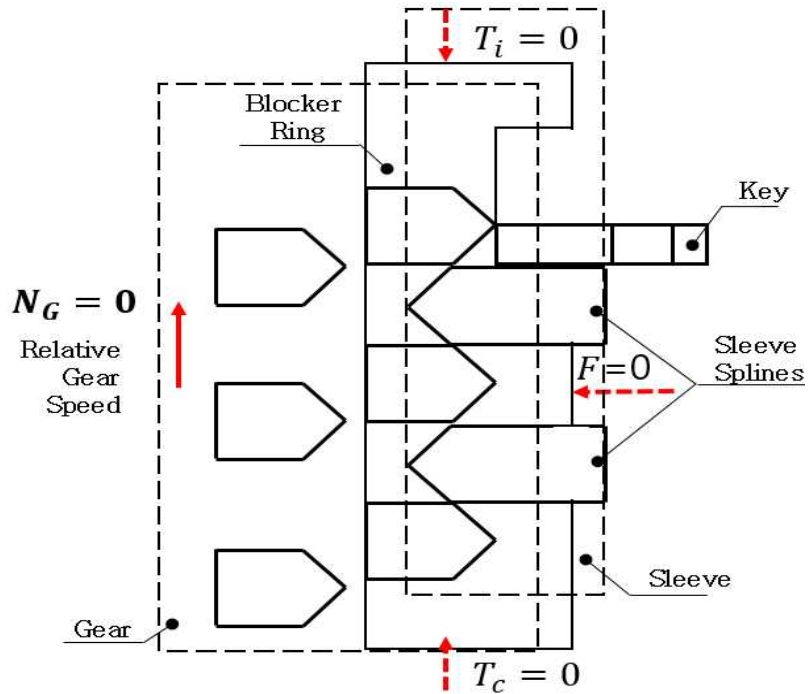


Fig. 2.14 Indexed blocker ring.

인덱스 토크는 슬리브에 작용하는 축 방향 힘에 의해 슬리브의 내측 스플라인 챔퍼와 블락커 링의 스플라인 챔퍼 간의 접촉에 의해 발생한다. 인덱스 토크는 동기화가 수행되는 동안 콘 토크와 반대 방향으로 작용한다. 인덱스 토크는 슬리브에 작용하는 축 방향 힘, 블락커 링의 피치 직경, 챔퍼 각, 슬리브와 블락커 링의 접촉면 사이의 마찰 계수의 함수이다. 그림 2.15의 자유물체도를 이용하여 인덱스 토크는 식 2.11로 표현할 수 있다.

$$T_i = R_b F_t \tag{2.11}$$

where, R_b : Pitch radius of chamfer of blocker ring, mm

F_t : Tangential force at pitch diameter, $N.mm$

스플라인 챔퍼에 수직인 힘(F_{ns})과 챔퍼 각도(θ_c)의 향으로 표시된 슬리브에 작용하는 축 방향 힘(F_s)은 마찰력의 축 방향 성분 $\mu_b F_{ns} \cos\left(\frac{\theta_c}{2}\right)$ 과 법선 방향 힘의 축 방향 성분 $F_{ns} \sin\left(\frac{\theta_c}{2}\right)$ 로 구성된다. 수평방향의 힘의 합과 수직 방향의 힘의 합은 식 2.12와 식 2.13으로 표현된다.

$$\sum F_x = 0, F_s = F_{ns} \left(\sin\left(\frac{\theta_c}{2}\right) - \mu_b \cos\left(\frac{\theta_c}{2}\right) \right) \quad (2.12)$$

$$\sum F_y = 0, F_t = F_{ns} \left(\cos\left(\frac{\theta_c}{2}\right) + \mu_b \sin\left(\frac{\theta_c}{2}\right) \right) \quad (2.13)$$

where, F_{ns} : Normal force at chamfer, N
 θ_c : Index angle of chamfer, degree
 μ_b : Friction coefficient between blocker ring and sleeve

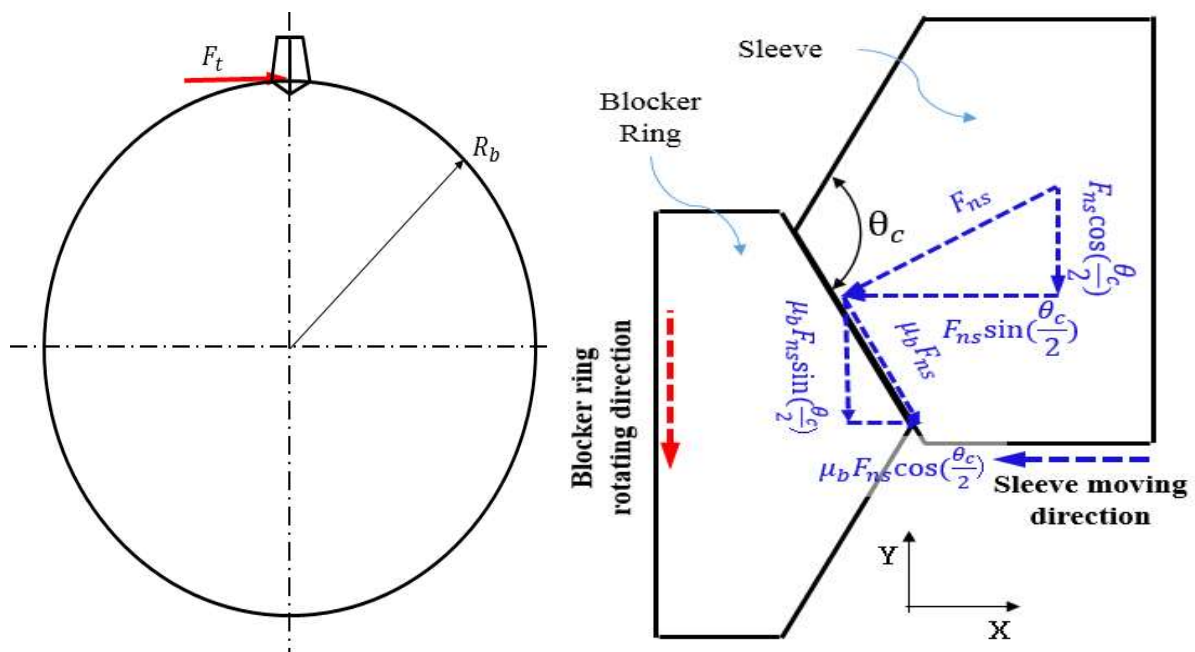
식 2.12과 식 2.13을 챔퍼에 수직인 힘(F_{ns})에 관하여 정리하면 챔퍼에 수직 방향 힘과 인덱스 각으로 표현된 접선 방향의 힘으로 표현할 수 있다. 블락커 링 챔퍼의 피치 원경에서 접선 방향의 힘을 식 2.14와 같이 계산할 수 있다. 식 2.14를 식 2.11에 대입하여 정리하면, 식 2.15와 같이 인덱스 토크를 계산할 수 있다.

$$F_t = F_s \left(\frac{\cos\left(\frac{\theta_c}{2}\right) + \mu_b \sin\left(\frac{\theta_c}{2}\right)}{\sin\left(\frac{\theta_c}{2}\right) - \mu_b \cos\left(\frac{\theta_c}{2}\right)} \right) \quad (2.14)$$

$$T_i = R_b F_s \left(\frac{\cos\left(\frac{\theta_c}{2}\right) + \mu_b \sin\left(\frac{\theta_c}{2}\right)}{\sin\left(\frac{\theta_c}{2}\right) - \mu_b \cos\left(\frac{\theta_c}{2}\right)} \right) \quad (2.15)$$

싱크로나이저 링의 콘 각도와 블락커 링의 챔퍼 각도 사이의 관계는 주어진 축 방향

힘에 대하여 최대 발생할 수 있는 인덱스 토크 조건에서도 인덱스 토크는 콘 토크보다 작아야 한다. 이러한 조건을 이용하여 싱크로나이저 링의 콘 각도와 챔퍼 각도를 설계하는데 사용된다. 즉, 동기화 완료 전 콘 토크는 항상 인덱스 토크보다 커야 한다. 그렇지 않을 경우 블라커 링은 불안정한 힘을 받게 되어 블라커 링을 회전시켜 크래시(clash)라는 고장을 발생한다. 또한 인덱스 토크는 가장 불리한 조건(저온 상태)에서 클러치 등에서 발생하는 드래그 토크보다는 커야 한다. 부드러운 변속을 만족하기 위해서는 어떠한 사용 환경에서도 변속기에서 발생하는 드래그 토크를 극복할 수 있는 충분히 큰 인덱스 토크를 가져야 한다($T_d < T_i < T_c$).



(a) Index torque of blocker-ring

(b) Free body diagram of chamfer

Fig 2.15 Free body diagram of blocker ring's chamfer at sleeve pitch radius.

7단계(engagement tooth contact) : 슬리브는 기어 외측 스플라인 이의 챔퍼와 접촉할 때까지 축 방향으로 지속적으로 이동한다. 그림 2.16과 같이 기어 스플라인 챔퍼와 슬리브의 내측 스플라인 챔퍼는 접촉 상태가 된다. 이때 챔퍼의 접촉에 기인한 반력이 슬리브에 발생하게 되며, 기어의 스플라인 챔퍼가 슬리브를 회전시킨 후 변속을 완료한다. 이때 발생한 2차 반력을 니블(nibble) 혹은 더블 범프(double bump)라고 하며, 변속 감에 좋지 않을 영향을 주게 된다.

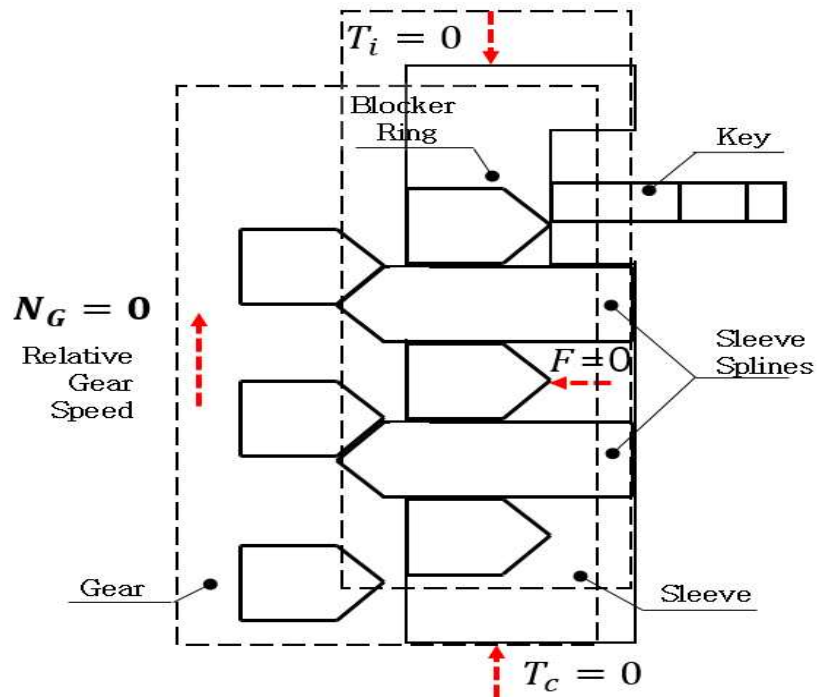


Fig 2.16 Sleeve blocked by gear.

Rohitkunal(2010)은 더블 범프의 영향을 식 2.16로 표현하였고, $T_b > 0.5$ 보다 크면 변속 품질(shift quality)에 좋지 않은 영향을 줄 수 있으며, 0.6 이상이면 운전자가 감지할 수 있다고 하였다.

$$T_b = \frac{\text{Double Bump Torque}}{\text{Synchronizing Torque}} \quad (2.16)$$

Bedmar(2013)는 일반적으로 더블 범프의 크기가 변속과정 중에 발생하는 축 방향으로 작용하는 힘의 50% 이하의 경우, 우수한 변속 품질을 가진다고 하였으며, 50% 이상 시 승차감에 좋지 않은 영향을 미친다고 하였다.

8단계(full engagement) : 슬리브는 기어의 스플라인을 통과하여 최종 위치로 이동한다. 이때 슬리브가 규정된 거리 이상 이동하여 변속이 빠져 오작동하는 것을 방지하기 위하여 실용적으로 슬리브에 엔드 스톱(end stop)을 가공하며, 슬리브가 이 엔드 스톱과 접촉하면 축 방향 반력이 생성될 수 있다.

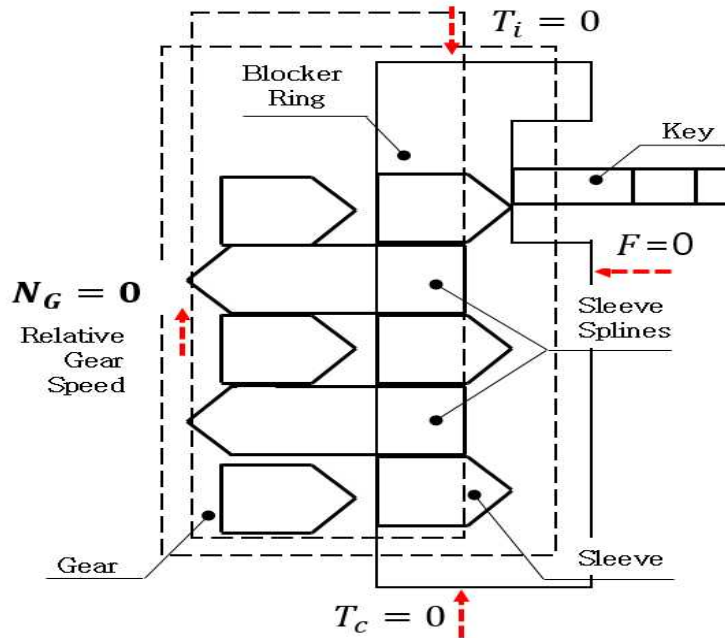


Fig 2.17 Final Lockup of synchronization.

2.3 변속 링크시스템

본 연구에 사용된 변속 링크시스템은 싱크로나이저의 슬리브를 지정된 위치로 이동시키는 변속 포크와, 변속 포크와 핀으로 연결되어 변속 완료 후 안정적으로 상태를 유지시키는 3개의 홈을 가진 변속 레일, DC모터의 회전운동을 변속 포크와 변속 레일의 직선운동으로 변환하여 슬리브를 지정된 위치로 이동시키는 2절 링크로 구성된다.

2.3.1 자체 잠김 장치(스틸 볼과 변속 레일의 홈)

주행 중 운전자의 의도와 관계없이 임의로 변속이 이루어지거나 변속이 빠지는 것을 방지하기 위하여 스틸 볼과 코일 스프링, 홈을 가진 변속 레일로 구성된 자체 잠김 장치(self lock mechanism)를 링크시스템에 적용하였다. 변속 레일에 축 방향으로 3개의 홈을 일정한 간격으로 배치한(전진/4단-중립-후진/5단) 자체 잠김 장치(그림 2.18)는 수동 변속기에 널리 사용하고 있으며, 변속감에도 많은 영향을 준다. 변속(중립)이 완료된 경우, 스틸 볼의 위치는 3개의 홈들 중 1곳과 정확하게 일치해야 한다. 스틸 볼은 코일 스프링에 의해 작용하는 수직 방향의 힘에 의해 변속 레일 홈으로 밀려들어가게 되어, 자체 잠김 기능이 구현된다. 싱크로나이저가 5단에서 4단으로 변속할 때, 스틸 볼과 변속 레일 축 사이에 마찰이 발생한다.

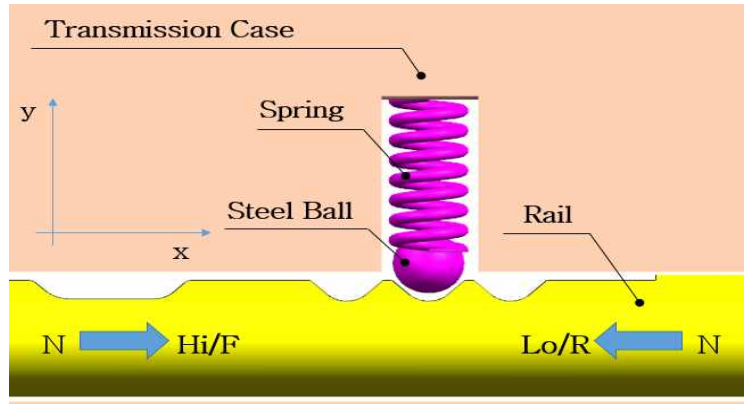


Fig. 2.18 Configuration of self lock mechanism.

중립(N)에서 4단(Lo)으로 변속할 때 즉, 스틸 볼이 변속 레일의 경사면으로 밀려 올라갈 때, 스틸 볼이 변속 레일 홈의 경사면에 작용하는 힘의 평형을 그림 2.19에 자유 물체도로 표현하였다. 정역학적 평형 상태에서 스틸 볼에 작용하는 힘의 관계 ($\sum F_x = 0, \sum F_y = 0$)를 이용하여, 변속 레일 이동 시 스틸 볼에 대한 변속기 하우징의 반력(F_{cb})과 스틸 볼에 작용하는 스프링 힘(F_{ck})은 식 2.17과 2.18로 계산할 수 있다.

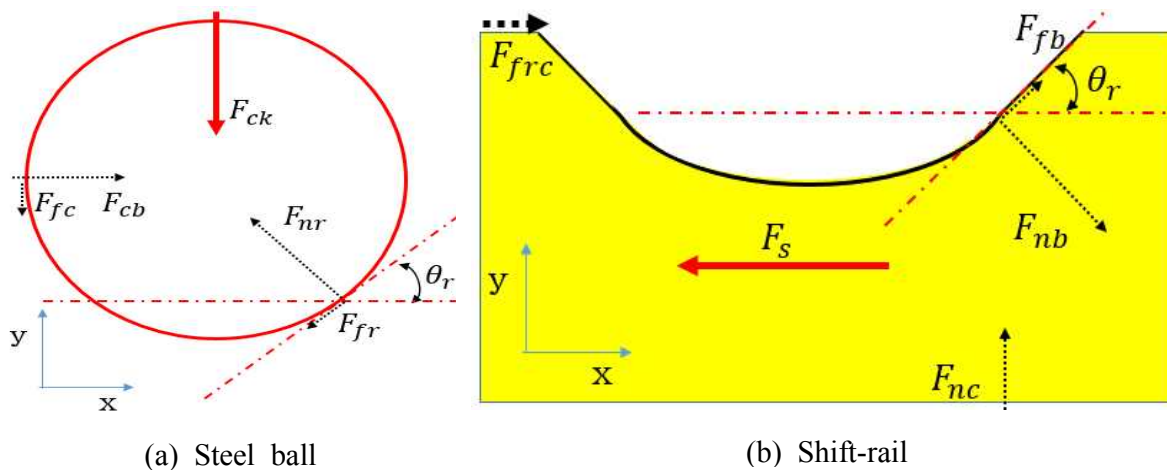


Fig. 2.19 Free body diagram of steel ball and shift rail.

$$F_{cb} = F_{nr} \sin \theta_r + F_{fr} \cos \theta_r \quad (2.17)$$

$$F_{ck} = F_{nr} \cos \theta_r - F_{fr} \sin \theta_r - F_{fc} \quad (2.18)$$

where, F_{nr} : Reaction force of the steel ball acting on the slope of rail groove, N
 F_{cb} : Reaction force of the Case against the steel ball, N
 F_{fr} : Friction force between steel ball and shift-rail, N
 F_{fc} : Friction force between steel ball and Case, N
 F_{ck} : Spring force acting on steel ball, N

변속 레일 홈의 경사면에 작용하는 스틸 볼과 레일의 마찰력(F_{fr})은 식 2.19로 표현할 수 있다.

$$F_{fr} = \mu_1 F_{nr} \quad (2.19)$$

where, μ_1 : Friction coefficient between steel ball and shift-rail

변속 시 스틸 볼과 케이스의 마찰력(F_{fc})은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$F_{fc} = \mu_2 F_{cb} \quad (2.20)$$

where, μ_2 : Friction coefficient between steel ball and Case

식 2.19을 식 2.17에 대입하여 정리하면 스틸 볼의 반력(F_{nr})을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$F_{nr} = \frac{F_{cb}}{(\sin\theta_r + \mu_1 \cos\theta_r)} \quad (2.21)$$

식 2.19와 식 2.20을 식 2.18에 대입하여 정리하면 스틸 볼의 반력(F_{nr})을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$F_{nr} = \frac{\mu_2 F_{cb} + F_{ck}}{(\cos\theta_r - \mu_1 \sin\theta_r)} \quad (2.22)$$

스틸 볼에 작용하는 스프링 힘의 반력인 두 식 2.21과 식 2.22를 스틸 볼에 대한 케이스의 반력으로 표현하면 식 2.23으로 유도된다.

$$F_{cb} = \frac{F_{ck}(\sin\theta_r + \mu_1 \cos\theta_r)}{(\cos\theta_r - \mu_1 \sin\theta_r - \mu_2 \sin\theta_r - \mu_1 \mu_2 \cos\theta_r)} \quad (2.23)$$

식 2.23를 식 2.21에 대입하며 스틸 볼의 반력은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$F_{nr} = \frac{F_{ck}(\sin\theta_r + \mu_1 \cos\theta_r)}{(\sin\theta_r - \mu_1 \cos\theta_r)(\cos\theta_r - \mu_1 \sin\theta_r - \mu_2 \sin\theta_r - \mu_1 \mu_2 \cos\theta_r)} \quad (2.24)$$

변속 레일에 작용하는 힘의 평형 관계식을 그림 2.19(b)의 자유물체도를 이용하여 표시하였다. 수평과 수직 방향의 힘의 평형관계식($\sum F_x = 0$, $\sum F_y = 0$)은

$$F_{nb} \sin\theta_r + F_{fb} \cos\theta_r + F_{frc} - F_s = 0 \quad (2.25)$$

$$-F_{nb} \cos\theta_r + F_{nc} + F_{fb} \sin\theta_r = 0 \quad (2.26)$$

where, F_{nb} : Reaction force of the shift-rail against the steel ball, N

F_{frc} : Friction force between shift-rail and TM Case, N

F_{fb} : Friction force between steel ball and shift-rail, N

F_{nc} : Vertical reaction force of Case against shift-rail, N

변속 레일과 변속기 케이스 사이에 작용하는 마찰력(F_{frc})은 식 2.27로 표현된다.

$$F_{frc} = \mu_3 F_{nc} = -\mu_3 F_{nb} \cos \theta_r \quad (2.27)$$

where, μ_3 : Friction coefficient between shift-rail and CASE

변속 시 스틸 볼과 변속 레일 사이의 마찰력(F_{fb})은 크기는 같고 방향이 반대의 관계를 가진다.

$$F_{fb} = -F_{fr} = \mu_1 F_{nb} \quad (2.28)$$

식 2.27과 2.28을 식 2.25에 대입하여 정리하면 축 방향 힘은 식 2.29로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} F_s &= F_{nb} \sin \theta_r + \mu_1 F_{nb} \cos \theta_r + \mu_3 F_{nb} \cos \theta_r \\ &= F_{nb} (\sin \theta_r + \mu_1 \cos \theta_r + \mu_3 \cos \theta_r) \end{aligned} \quad (2.29)$$

이때 변속 레일과 스틸 볼에 각각 작용하는 반력은 크기는 같고 방향이 반대인 관계를 가진다. 따라서 식 2.21을 식 2.29에 대입하여 정리하면

$$F_s = \frac{-F_{cb} (\sin \theta_r + \mu_1 \cos \theta_r - \mu_3 \cos \theta_r)}{(\sin \theta_r + \mu_1 \cos \theta_r)} \quad (2.30)$$

식 2.23를 식 2.30에 대입하여 정리하면, 슬리브에 작용하는 축 방향 힘(F_s)으로 표현할 수 있다.

$$F_s = \frac{-F_{ck} (\sin \theta_r + \mu_1 \cos \theta_r) (\sin \theta_r + \mu_1 \cos \theta_r - \mu_3 \cos \theta_r)}{(\sin \theta_r + \mu_1 \cos \theta_r) (\cos \theta_r - \mu_1 \sin \theta_r - \mu_2 \sin \theta_r - \mu_1 \mu_2 \cos \theta_r)} \quad (2.31)$$

변속이 수행되는 동안 스틸 볼의 위치는 그림 2.20과 같이 레일의 경사면 형상에 따라 달라진다.

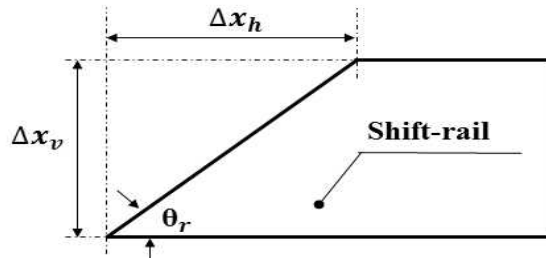


Fig 2.20 Shift-rail groove shape.

변속 레일이 수평방향으로 이동할 때, 스틸 볼의 수직방향 변위(x_v)는 식 2.32의 관계가 성립한다.

$$x_v = x_h \tan \theta_r \quad (2.32)$$

where, x_v : Vertical displacement of steel ball , mm

θ_r : Angle of shift-rail groove, deg

이때 식 2.32을 이용하여 스프링에 작용하는 힘(F_{ck})은 다음 식으로 표현할 수 있다.

$$F_{ck} = kx_v + F_{0cs} = kx_h \tan(\theta_r) + F_{0cs} \quad (2.33)$$

where, k : Spring constant of coil spring, N/mm

F_{0cs} : Initial coil spring force, N

식 2.33을 식 2.31에 대입하여 정리하면 슬리브에 작용하는 축 방향 힘(F_s)은 다음 식으로 계산할 수 있다.

$$F_s = \frac{-(kx_h \tan \theta_r + F_{0cs})(\sin \theta_r + \mu_1 \cos \theta_r)(\sin \theta_r + \mu_1 \cos \theta_r - \mu_3 \cos \theta_r)}{(\sin \theta_r + \mu_1 \cos \theta_r)(\cos \theta_r - \mu_1 \sin \theta_r - \mu_2 \sin \theta_r - \mu_1 \mu_2 \cos \theta_r)} \quad (2.34)$$

Rohit Kunal(2010) 등은 변속력 곡선과 변속 레일 프로파일 시뮬레이션 연구에서 자체 잠김 장치 힘의 강하율은 변속 레일 홈의 경사면 기울기에 의존한다고 하였다.

실용적으로 스틸 볼과 변속기 케이스(μ_2), 변속 레일과 변속기 케이스(μ_3) 사이의 마찰계수가 작다고 가정하면, 식 2.31은 다음과 같이 단순화할 수 있다.

$$F_s = \frac{-F_{ck}(\sin \theta_r + \mu_1 \cos \theta_r)}{(\cos \theta_r - \mu_1 \sin \theta_r)} = -F_{ck} \frac{(\tan \theta_r + \mu_1)}{(1 - \mu_1 \tan \theta_r)} \quad (2.35)$$

식 2.35에 삼각함수의 덧셈정리를 적용하면, 다음 식으로 간단히 표시할 수 있다.

$$F_s = -F_{ck} \frac{\tan \theta_r + \tan \delta}{1 - \tan \delta \tan \theta_r} = -F_{ck} \tan(\theta_r + \delta) \quad (2.36)$$

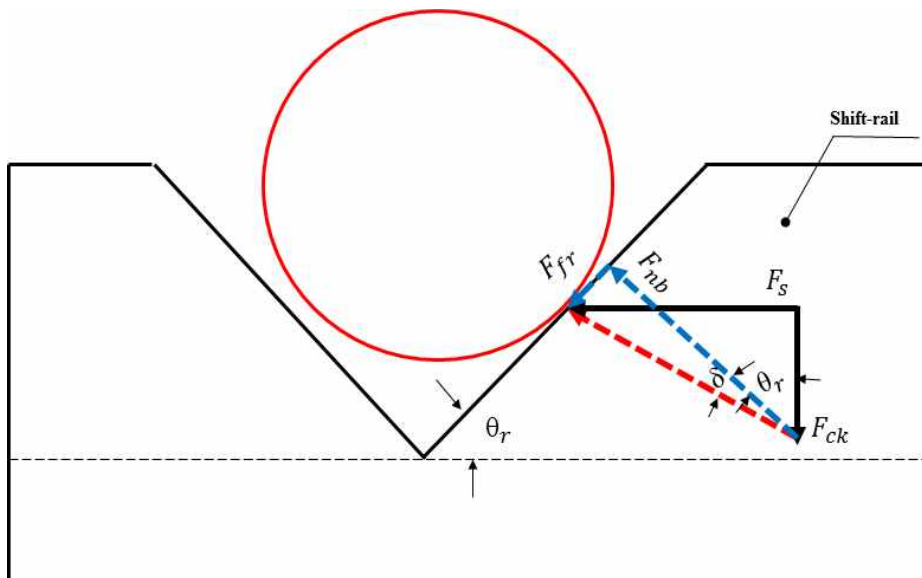


Fig. 2.21 Force synthesis between steel ball and shift-rail.

2.3.2 변속 링크

변속 액추에이터는 DC모터와 웜기어가 결합된 기어드(geared) 모터로, 그림 2.22와 같이 모터링크, 포크링크, 변속 레일, 변속 포크로 구성된다. 변속 레일과 직결된 변속 포크를 이용하여 슬리브를 축 방향으로 이동시켜 변속을 수행한다. 모터링크와 포크링크, 포크링크와 변속 레일은 핀을 통하여 연결되며, 3개의 주요부품 만으로 전체 변속링크가 동작한다.

변속 링크는 길이가 다른 2개의 링크들의 연결로 이루어진다. DC모터의 출력축과 직결된 모터링크는 변속을 위해 DC모터가 회전함에 따라 좌/우로 회전한다. 포크링크는 모터링크의 연결 핀(connecting pin)과 포크링크에 가공된 장공으로 한쪽 끝이 연결되어 있고, 다른 한쪽 끝은 포크링크 핀으로 변속 포크와 연결되어 있으며, 고정핀을 중심으로 회전한다. 즉, 모터링크가 좌우로 26° 씩 회전하면, 포크링크는 좌우 13° 씩 회전한다. 이때 포크링크와 연결된 변속 레일(변속 포크)은 축 방향으로 ±9 mm 이동하여 싱크로나이저 변속을 완료한다.

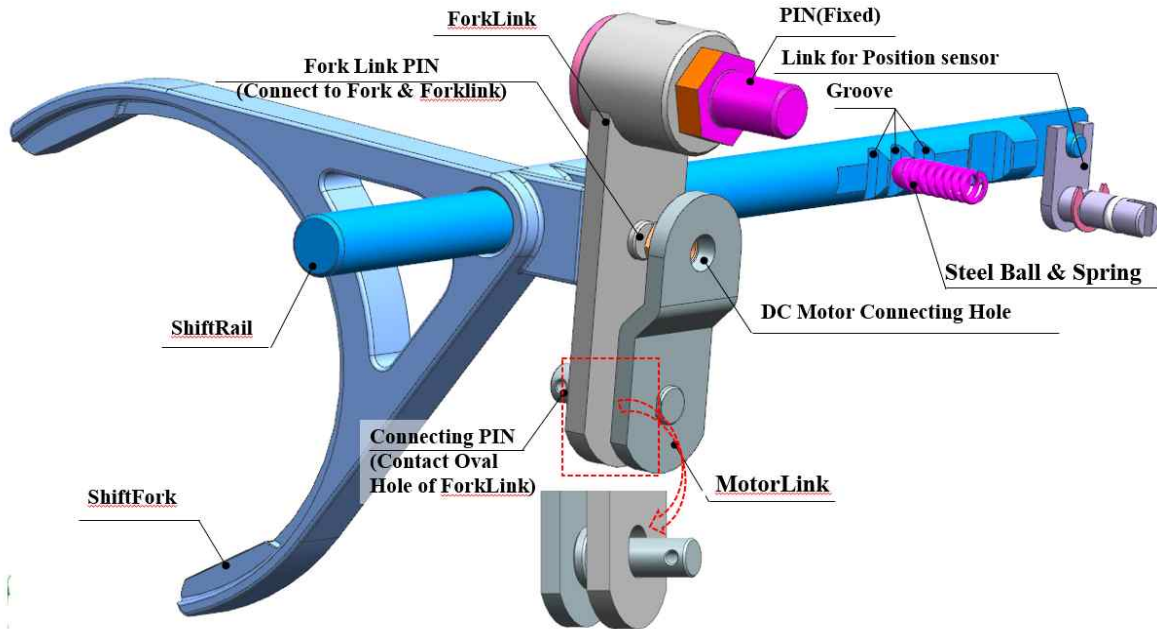


Fig. 2.22 Shift link system for gear shift using DC motor.

평면 회전 운동을 할 때 강체인 포크링크의 자유물체도는 그림 2.23으로 표시할 수 있다. 평면에서 강체의 운동은 강체에 작용하는 합력(그림 2.24(a))과 회전중심(무게중

심)에 관한 모멘트 합(그림 2.24(b))으로 정의할 수 있다.

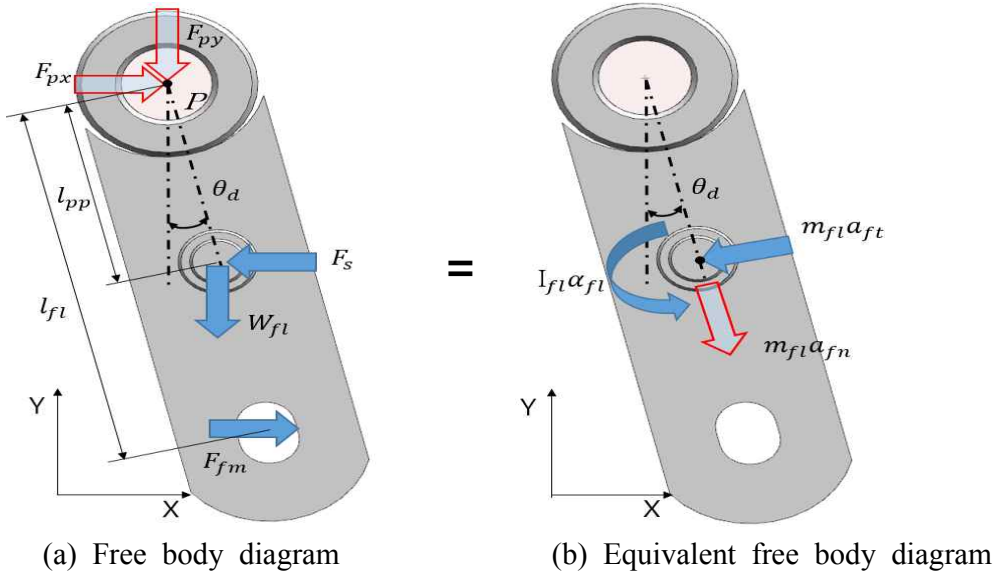


Fig 2.23 Free body diagram of forklink.

평면 회전운동계에서 강체에 작용하는 외력들은 질량중심을 통과하는 벡터 힘(ma)과 우력모멘트($I\alpha$)로 표현할 수 있다. 포크링크에 작용하는 힘 평형방정식은 뉴턴의 운동 법칙을 이용하여 표현하였다. 이때, 질량 중심을 통과하지 않는 축에 대한 강체의 회전 운동은 평행 축 정리 (D'Alembert)를 이용하여 식 2.37과 식 2.38로 표현하였다. 포크링크에 작용하는 힘 평형 관계는 다음과 같다.

$$\sum F_x = 0, F_{px} - F_s + F_{fm} = m_{fl}a_{fn}\sin\theta_d - m_{fl}a_{ft}\cos\theta_d \quad (2.37)$$

$$\sum F_y = 0, -F_{py} - W_{fl} = -m_{fl}a_{ft}\sin\theta_d - m_{fl}a_{fn}\cos\theta_d \quad (2.38)$$

where, F_{px} : Horizontal reaction force at forklink's rotating shaft, N

F_{py} : Vertical reaction force of forklink's rotating shaft, N

F_{fm} : Reaction force acting on motorlink, N

W_{fl} : forklink's weight(= $m_{fl}g$), N

a_{ft} : Acceleration in the tangential direction of the forklink, m/s^2

θ_d : Angle between forklink's rotating shaft and link, deg

포크링크의 회전 고정 축을 중심으로 모멘트의 합을 구하면 다음과 같다.

$$\sum M_p = I_{fl}\alpha, \quad (2.39)$$

$$-\frac{F_s l_{fl} \cos \theta_d}{2} + F_{fm} [l_{fl} - l_{pp} (1 - \cos \theta_a)] - \frac{W_{fl} l_{fl} \sin \theta_d}{2} = -\frac{l_{fl} m_{fl} a_{ft}}{2} + I_{fl} \alpha_{fl}$$

where, l_{fl} : forklink's length, mm

l_{pp} : Center of Forklink's rotation and length of pin of forklink, mm

I_{fl} : Mass moment of inertia of forklink, kgm^2

α_{fl} : forklink's angular acceleration, rad/s^2

a_{fn} : forklink's normal acceleration, m/s^2

위의 식 2.39에서 접선방향의 가속도(a_{ft})는 다음 식 2.40로 표현할 수 있다.

$$a_{ft} = \frac{1}{2} l_{fl} \alpha_{fl} \quad (2.40)$$

식 2.40를 식 2.39에 대입하여 표현하면 다음과 같다.

$$-\frac{F_s l_{fl} \cos \theta_d}{2} + F_{fm} [l_{fl} - l_{pp} (1 - \cos \theta_a)] - \frac{W_{fl} l_{fl} \sin \theta_d}{2} = -\frac{l_{fl}^2 m_{fl} \alpha_{fl}}{4} + I_{fl} \alpha_{fl} \quad (2.41)$$

식 2.41을 모터링크의 반력에 관하여 표현하면 다음과 같다.

$$F_{fm} [l_{fl} - l_{pp} (1 - \cos \theta_a)] = I_{fl} \alpha_{fl} - \frac{l_{fl}^2 m_{fl} \alpha_{fl}}{4} + \frac{F_s l_{fl} \cos \theta_d}{2} + \frac{W_{fl} l_{fl} \sin \theta_d}{2} \quad (2.42)$$

따라서 모터링크의 반력(F_{fm})은 식 2.43과 같이 유도된다.

$$F_{fm} = \frac{I_{fl}\alpha_{fl} - \frac{l_{fl}(l_{fl}m_{fl}\alpha_{fl} - 2(F_s\cos\theta_d - 2W_{fl}\sin\theta_d))}{4}}{l_{fl} - l_{pp}(1 - \cos\theta_a)} \quad (2.43)$$

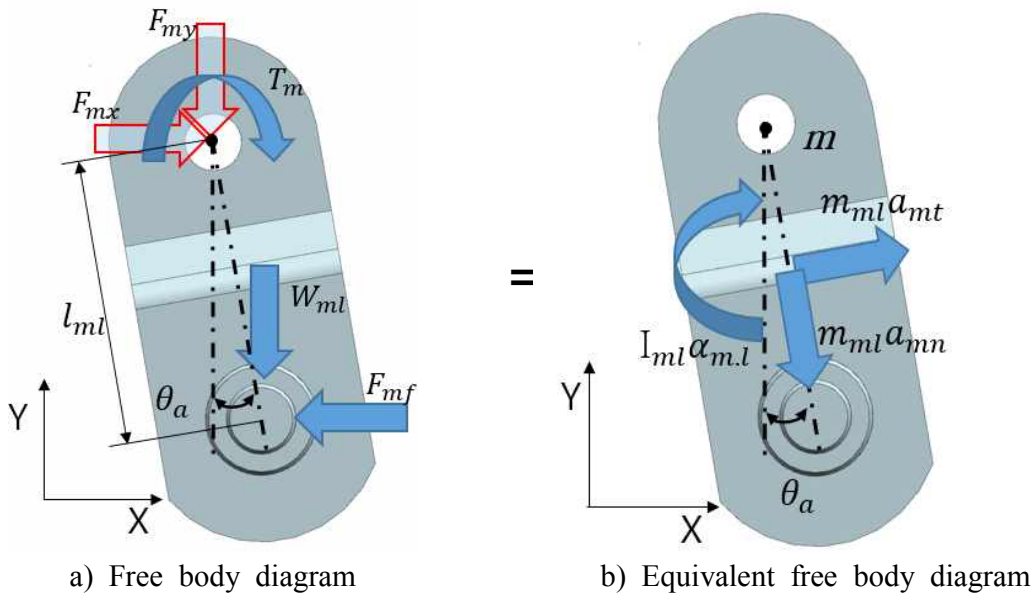


Fig 2.24 Free body diagram of Motorlink.

포크링크와 같은 원리로 모터링크에 대하여 힘의 평형 방정식을 유도하였다. 그림 2.24에 표시된 자유물체도를 이용하여 모터링크에 작용하는 힘 평형방정식은 구할 수 있다. 질량 중심을 통과하지 않는 축에 대한 강체의 회전운동으로 다음과 같이 표현할 수 있다. 모터링크에 작용하는 힘 평형 관계는 다음과 같다.

$$\sum F_x = 0, \quad F_{mx} - F_{mf} = m_{ml}a_{mt}\cos(\theta_a) + m_{ml}a_{mn}\sin(\theta_a) \quad (2.44)$$

$$\sum F_y = 0, \quad -F_{my} - W_{ml} = m_{ml}a_{mt}\sin(\theta_a) - m_{ml}a_{mn}\cos(\theta_a) \quad (2.45)$$

where, F_{mx} : Horizontal reaction force of the motorlink's rotating axis, N
 F_{my} : Vertical reaction force of motorlink's rotating axis, N
 F_{mf} : Axial reaction force acting on the motorlink, N
 W_{ml} : motorlink's weight(= $m_{ml}g$), N
 a_{mt} : Acceleration in the tangential direction of the motorlink, m/s^2
 a_{mn} : Acceleration in the radial direction of the motorlink, m/s^2
 θ_a : Angle between motorlink's rotating shaft and link, deg

모터링크의 회전축인 모터 입력 축에 대한 모멘트의 합을 구한다.

$$\sum M_m = I_{ml}\alpha, - T_m - \frac{1}{2} W_{ml}l_{ml}\sin\theta_a - F_{mf}l_{ml}\cos\theta_a = - I_{ml}\alpha_{ml} + \frac{1}{2}l_{ml}m_{ml}a_{mt} \quad (2.46)$$

where, T_m : Motor torque acting on the motorlink for shifting, Nm
 l_{ml} : motorlink's length, mm
 I_{ml} : motorlink's moment of inertia, kgm^2
 α_{ml} : motorlink's angular acceleration, rad/s^2

위의 식 2.46에서 모터링크 접선방향의 가속도(a_{mt})는 다음 식으로 표현할 수 있다.

$$a_{mt} = \frac{1}{2}l_{ml}\alpha_{ml} \quad (2.47)$$

식 2.47을 포크링크의 반력에 관하여 풀기 위해 위의 식 2.46에 대입하여 정리하면 다음 식과 같다.

$$- T_m - \frac{1}{2} W_{ml}l_{ml}\sin\theta_a - F_{mf}l_{ml}\cos\theta_a = - I_{ml}\alpha_{ml} + \frac{1}{4}l_{ml}^2m_{ml}\alpha_{ml} \quad (2.48)$$

식 2.48을 포크링크의 반력(F_{mf})에 관하여 정리하면

$$F_{mf} = \frac{-T_m - \frac{1}{2}W_{ml}l_{ml}\sin\theta_a + \left(I_{ml} - \frac{1}{4}l_{ml}^2m_{ml}\right)\alpha_{ml}}{l_{ml}\cos\theta_a} \quad (2.49)$$

변속 시 식 2.43에서 구한 모터링크 연결 핀에 대한 포크링크의 반력(F_{fm})과 식 2.49의 포크링크에 대한 모터링크의 반력(F_{mf})은 크기는 같고 방향이 반대인 관계($F_{fm} = -F_{mf}$)를 가진다. 본 연구에서 사용할 변속시스템에 적합한 모터 용량을 계산하기 위해 모터 토크(T_m)에 관하여 두 식을 정리하면 다음과 같은 모터 토크에 대한 식으로 표현할 수 있다.

$$T_m = \left(I_{ml} - \frac{l_{ml}^2m_{ml}}{4}\right)\alpha_{ml} - \left(\frac{W_{ml}l_{ml}\sin\theta_a}{2}\right) + \left(\frac{l_{ml}l_{fl}\cos\theta_a}{1}\right)\left(\frac{\frac{2I_{fl}\alpha_{fl}}{l_{fl}} - \frac{l_{fl}m_{fl}\alpha_{fl}}{2} + F_s\cos(\theta_d) + W_{fl}\sin\theta_d}{2(l_{fl} - l_{pp}(1 - \cos\theta_a))}\right) \quad (2.50)$$

본 논문에 사용된 변속모터는 무부하일 때 최대 회전속도가 30 rpm 이다. 변속 시 회전관성이 작용하면 변속모터의 회전속도는 30 rpm 보다 작아진다. 따라서 링크의 무게, 관성 및 각속도 등 동역학과 관련된 계수들의 영향이 작다고 가정하여 무시하면 다음과 같이 식을 단순화할 수 있다. 단순화된 식 2.51은 그림 2.25와 같이 링크시스템의 특정 위치에서 정역학적 평형상태와 같다.

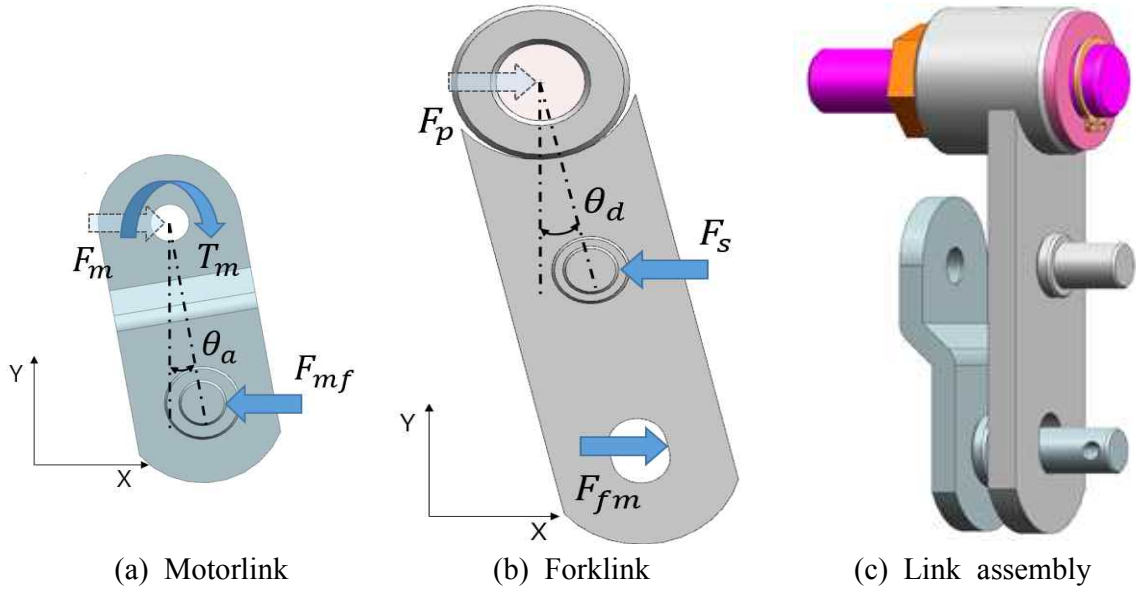


Fig. 2.25 Target linkage system

$$T_m = \frac{F'_s \cos \theta_d}{2(l_{fl} - l_{pp}(1 - \cos \theta_a))} l_m l_{fl} \cos \theta_a \quad (2.51)$$

where, $F'_s = F_s + (m_f + m_r + m_s) a_{ft} \cos \theta_a$,
 $m_f + m_r + m_s =$ Sum of the mass of fork, rail and sleeve
 $F_s = F_{detent} + F_{synchro} + F_{key} + F_{friction}$

2.3.3 변속 링크 변속 과정

본 연구에서는 싱크로나이저 변속 과정과 동일하게 변속 링크가 중립에서 변속이 완료될 때까지 변속 단계를 8 단계로 정의하였다. DC모터는 회전력(토크)을 이용하여 모터 출력축과 연결된 모터링크를 회전시키고, 모터링크와 핀으로 연결된 한 끝이 고정된 회전운동을 하는 포크링크의 연결핀을 통해 변속 레일과 변속 포크를 좌/우로 일정 거리를 이동시켜 변속을 완료한다. 싱크로나이저의 정확한 변속 위치와 임의의 변속 혹은 변속 빠짐을 방지하기 위해 스틸 볼은 홈을 가진 변속 레일과 접촉된다. 변속을 하지 않을 때에는 코일 스프링의 압축력이 작용하여 스틸 볼은 변속 레일의 홈 중앙에 위치한다. 싱크로나이저의 정확한 위치 제어를 위해 변속 레일 한쪽 끝단에 위치센서(position sensor)를 설치하여 센서 신호를 받아 피드백 제어를 수행한다.

1단계(neutral) : 슬리브는 중립위치(0 mm)로 변속 액추에이터 출력축의 각도는 0° 이다.

2단계(neutral detent) : 변속시스템에서 사용 중인 부품은 각 연결부품에 틈새가 존재한다. 모터링크의 핀과 포크링크의 장공, 포크링크의 핀과 변속 포크, 변속 포크의 다리(leg's both pads)와 슬리브에 총 0.4 mm의 틈새가 존재한다. 변속 레일의 홈 경사각과 스틸 볼로 구성된 자체 잠김 장치에 의해 축 방향 힘이 지속적으로 증가하기 시작한다. 키가 블락커 링의 측면을 밀어 변속 액추에이터 축은 약 3.8° 회전한다.

3단계(pre-synchronization) : 키와 블락커 링, 이너 링과 기어 사이에 틈새가 없어지며, 싱크로나이저 링의 상/하면과 접촉하여 동기화가 시작된다. 변속 액추에이터 출력축은 약 5.8° 회전한다.

4단계(synchronizing) : 싱크로나이저 동기화가 이루어지는 동안 변속 링크와 연결된 슬리브는 축 방향으로 이동하지 못하다가 동기화가 완료되면, 슬리브는 급격히 축 방향으로 이동한다. 또한 동기화 직후부터 스틸 볼은 변속 레일 홈을 벗어나 위쪽으로 밀려 올라가게 된다.

5단계(synchronization) : 동기화가 완료되면, 슬리브는 급속히 축 방향으로 이동하여 약 3.6mm 이동하게 된다. 이때 변속 액추에이터 축의 각도는 약 10.2° 회전한다.

6단계(blocking release) : 싱크로나이저 동기화 완료 후 블락커 링은 콘 토크가 없어져 구속 없이 자유롭게 된다. 이때 슬리브는 축 방향으로 4 mm 이동하게 되어 자체 잠김 장치의 스틸 볼은 변속 레일의 홈 경사를 완전히 빠져나와 5 mm 까지 수평으로 이동한다. 슬리브가 4 mm 이동하여 변속 레일의 홈 경사면을 완전히 빠져나올 때, 변속 액추에이터 축의 각도는 약 15.4° 회전한다.

7단계(engagement tooth contact) : 슬리브는 축 방향으로 5 mm 이동하게 되어 자체 잠김 장치의 스틸 볼은 변속 레일의 홈 경사면을 따라 스틸 볼을 밀어 내려 스프링에 의해 변속 액추에이터에는 순간적으로 반대 방향의 토크가 발생한다. 변속 액추에이터 축의 각도는 약 18.3° 회전한다.

8단계(full engagement) : 변속이 완료되면, 슬리브는 축 방향으로 9 mm 이동이 가능하다. 슬리브 내부에 가공된 엔드 스톱 때문에 9 mm 이상 이동하지 못한다. 이때, 변속 액추에이터 축의 회전 각도는 약 26° 이다.

본 논문에 사용한 자체 잠김 장치의 사양은 표 2.4에 표시하였다.

Table 2.4 Design parameters of the self-lock system

Items	Symbol	Units	Value
Coil spring constant	k	kgf/mm	2.9
Free length of spring	X_0	mm	22
Detent preload spring length	X_i	mm	2
Angle of shift-rail groove	θ_r	°	45
Friction coefficient(ball & rail)	μ_1	-	0.1
Diameter of steel ball	D_b	mm	8.73

그림 2.26은 변속이 완료된 상태의 모터링크와 포크링크의 위치를 표시한 것이며, 포크링크 중앙에 조립된 연결핀을 통하여 변속 포크의 쇄기와 접촉하여 축 방향으로 힘(F_s)을 전달한다. 따라서 싱크로나이저의 슬리브에 작용하는 축 방향 힘(F_s)는 식 2.52을 이용해 계산할 수 있다.

$$F_s = \frac{2T_m(l_{fl} - l_{ml}(1 - \cos\theta_a))}{l_{fl}\cos\theta_d l_{ml}\cos\theta_a} \quad (2.52)$$

where, θ_d : Angle between motorlink's rotating fixed pin and link($2\theta_d = \theta_a$), deg,

표 2.5는 슬리브에 작용하는 축 방향 힘 계산을 위한 링크의 설계사양이다.

Table 2.5 Design parameters of the linkage system

Items	Symbol	Value
Length of motorlink	l_{ml}	40 mm
Length of forklink	l_{fl}	80 mm
Rotating angle of forklink	θ_a	max. $\pm 13^\circ$

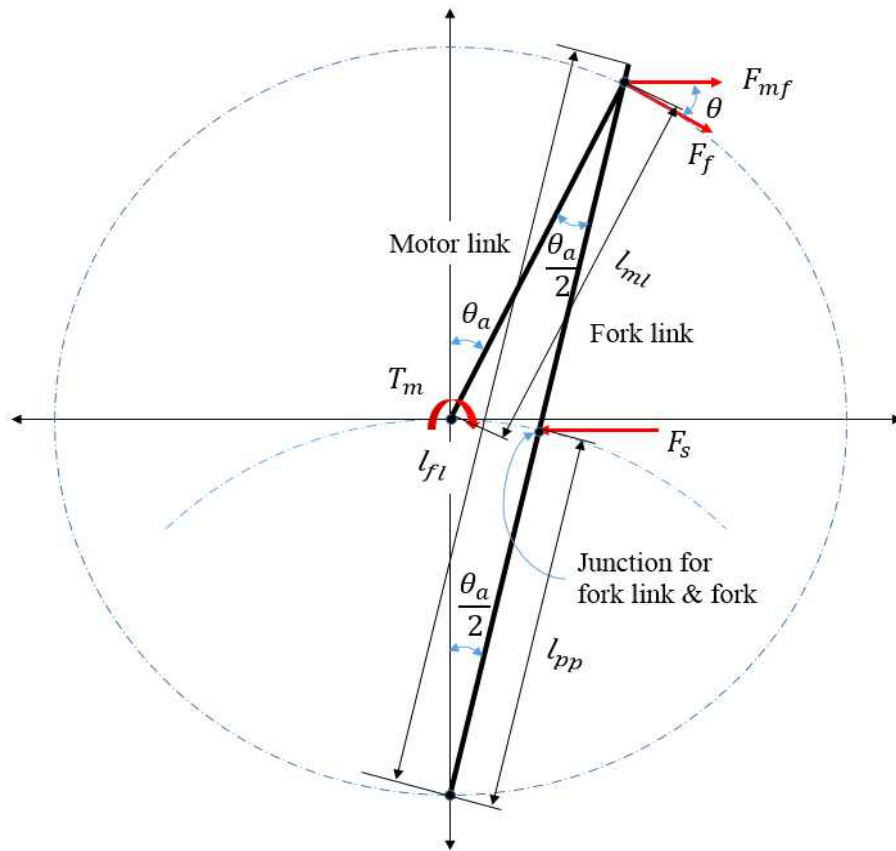


Fig. 2.26 Free body diagram of link system

제 3 장 싱크로나이저의 동기화 시간 예측 모델

3.1 개요

싱크로나이저는 차속을 변경하는 변속기의 핵심 부품으로, 동기화(synchronization) 시간으로 용량을 평가한다. 동기화 시간은 마찰계수, 싱크로나이저 콘의 유효반경 및 콘 각도와 같은 싱크로나이저의 제원, 등가 회전 관성, 상대 회전 속도 및 변속을 제어할 수 있는 축 방향 힘의 함수로 정의할 수 있다. 본 논문의 대상인 더블 콘 싱크로나이저의 동기화 시간 예측식은 싱글 콘 싱크로나이저를 이용하여 동기화 시간을 유도한 후 유효반경을 더블 콘 싱크로나이저로 대체하는 방법으로 개발하였다. 지금까지 사용되어 온 기존(단일 회전 관성 고려) 싱크로나이저 동기화 예측식을 유도하였으며, 이 예측식의 한계성을 사용 환경의 차이를 중심으로 설명하였다. 추가적으로 파워시프트 변속기의 사용 환경에 맞게 이중 회전 관성을 고려한 동기화 예측식을 제안하였으며, 이때 다양한 축 방향 힘에 대하여 고려하였다.

싱크로나이저의 정확한 동기화 시간 예측과 변속 동특성 확인을 위하여 상용 다물체 동역학 소프트웨어를 이용하여 3차원 해석 모델을 개발하였다. 3D CAD를 이용하여 변속시스템 해석 모델을 개발하였으며, 해석시간을 절약하기 위하여 싱크로나이저 마찰면 및 스틸 볼 등은 해석 소프트웨어가 제공하는 모델링 툴을 이용하였다. 각 부품에 물성치와 변속단수의 등가 회전 관성을 해석 모델에 반영하였다. 다수의 습식 다판 클러치의 드래그 토크를 상대속도에 대한 테이블 형태로 입력하여 파워시프트 변속기의 사용 환경을 반영하였다. 해석방법은 그림 3.1와 같이 실차 시험 결과를 입력정보로 이용하는 역 동역학 해석(inverse dynamic analysis) 방법을 사용하였다. 실제 변속시스템에서 변속입력은 DC모터의 토크이며, 측정할 수 있는 출력정보는 슬리브를 이동시키는 변속 레일(변속 포크)과 연결된 포지션 센서의 각변위이다. 반면에 해석 모델에서는 센서를 통해 시험에서 측정한 변속 레일의 각변위가 해석 모델에 입력되고, 출력(해석 결과)으로 DC모터 출력축의 토크를 계산하였다. 이와 같이 해석 모델을 통해 계산된 변속 액추에이터 출력축 토크는 실차 시험에서 측정한 DC모터 출력축 토크와 비교하였다. 예측모델의 적합성을 검토하기 위하여 단일 회전 관성을 고려한 해석 모델과 이중 회전 관성을 고려한 해석 모델에 대하여 각각 해석과 시험 결과를 비교하였다. 이중 회전 관성을 고려한 동기화 예측 모델의 경우, 실차 시험에서 측정한 DC모터 토크를 이용하여 변속 슬리브에 입력되는 축 방향 하중을 싱크로나이저 동기화 시간 예측식에 대입하여 계산한 결과와 해석 결과를 비교하였다.

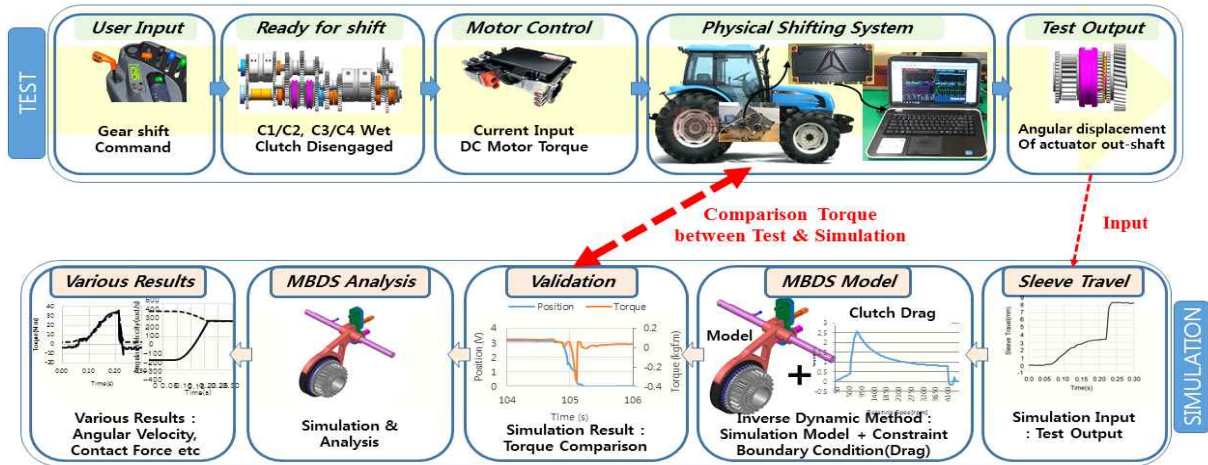


Fig 3.1 Simulation process for inverse dynamic method.

3.1.1 대상 싱크로나이저 및 시스템 자유도

본 연구에 사용된 싱크로나이저는 국내 C사의 키 타입의 더블 콘 싱크로나이저이다. 세부 사양은 표 3.1과 그림 3.2에 나타내었다. 블락커 링과 이너 링의 소재는 동 계열(AT-1E)의 재질에 나사 형상을 가공하여 제조사가 개발한 CYC2062를 접착한 제품이며, 싱크로나이저 링은 베어링 강(STB2)을 사용하였다. 싱크로나이저의 마찰계수(μ_d)는 0.09, 슬리브, 블락커 링과 기어의 스플라인 챔퍼의 마찰계수(μ_s)는 0.1로 제조사가 제공하는 값을 사용하였다.

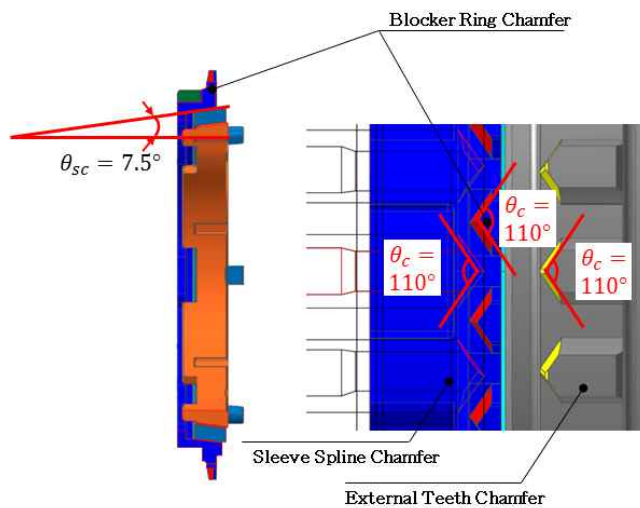


Fig. 3.2 Specification of target synchronizer.

해석 모델의 자유도는 수식 3.1과 같이 Gruebler-Kutzbach 이 제안한 수식을 이용하여 해 계산하였다(Rahnejat, 1998). 강체의 개수와 각 요소에 부여된 구속조건의 수를 식 3.1에 대입하면 전체 변속시스템의 자유도를 계산할 수 있다.

$$D.O.F = 6N - \sum M \quad (3.1)$$

where, N : Number of components

M : Number of constraints

Table 3.1 Design parameters of synchronizer

Items	Units	Symbol	Value
Friction coefficient of cone	-	μ_d	0.09
Friction coefficient of spline chamfer	-	μ_s	0.1
Angle of spline chamfer	deg	θ_c	110
Cone angle	deg	θ_{sc}	7.5
Mean radius of outer ring	mm	R_o	42.6
Mean radius of inner ring	mm	R_i	39.0

3.1.2 등가 회전 관성 계산

싱크로나이저 동기화 시간(t_s)을 계산하기 위해서는 각 변속단수의 등가 회전 관성을 알아야 한다. 일반적으로 변속기 내 기어들은 2개 혹은 3개가 직렬 혹은 병렬로 연결되어 기어들 간의 회전력을 전달하고 있으며, 기어를 통해 전달된 회전력은 동일 축 위에 배치된 다른 기어들과의 관계에 의해 동력 전달 경로를 변경할 수 있는 구조를 가지고 있다. 따라서 한 기어가 회전하는 경우, 연결된 기어 및 축들이 서로 물려있어 전체 회전 관성이 싱크로나이저 변속역적(shift impulse, 동기화 시간 및 슬리브에 작용하는 축 방향 힘의 곱) 계산에 반영되어야 한다.

일반적으로 회전 관성은 비틀림 진자 방법을 이용하여 계산하는 방법과 단면을 이용하여 구하는 방법이 이용 된다. 본 논문에서는 단면을 이용하여 구하는 방법의 일종으로 상용 CAD에서 제공하는 값을 이용하였다. 등가 회전 관성 계산 시 고려해야하는 부품은 회전하는 모든 부품으로 기어, 축 및 클러치 디스크 등이 포함된다.

Richard(1968)은 기어는 항상 서로 물려서 회전하기 때문에 각 속도단의 동기장치에 영향을 미치는 총 회전 관성을 구하려면, 기어비의 제곱으로 구할 수 있다고 하였다. 그림 3.3은 회전 관성을 계산하기 위한 간단한 기어트레인 구조를 나타낸 것으로 계산에 사용된 관성은 식 3.2의 관계를 가진다.

$$J_r = J_n i_g^2 \quad (3.2)$$

where, i_g : Gear ratio(=number of teeth of drive-gear/number of teeth of driven-gear)

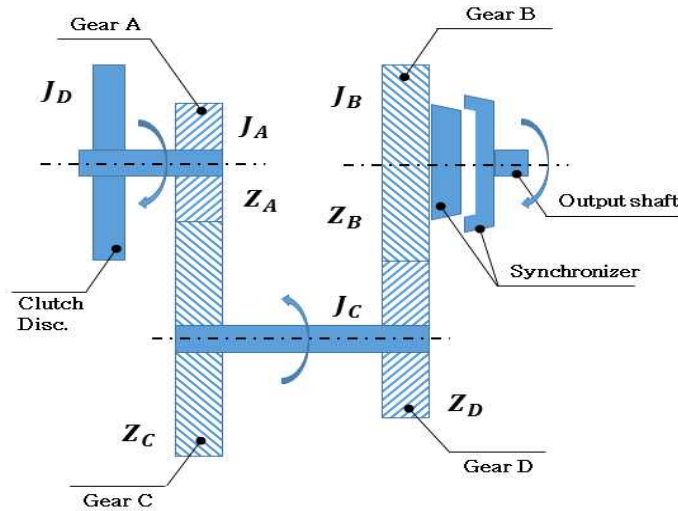


Fig 3.3 Calculation method of rotating inertia

즉, 싱크로나이저에 직결된 기어(B)에 반영된 총 회전 관성은 식 3.3을 이용하여 계산할 수 있다.

$$J_{eB} = J_B + \left(\frac{Z_B}{Z_D} \right)^2 \left[J_C + \left(\frac{Z_C}{Z_A} \right)^2 (J_D + J_A) \right] \quad (3.3)$$

where, J_{eB} : Inertia reflected in gear B connected to the synchronizer, kgm^2
 J_A, J_B, J_C, J_D : Rotational inertia of each rotating parts, kgm^2
 Z_A, Z_B, Z_C, Z_D : Number of teeth in each gear

3.1.3 동기화 시간에 영향을 미치는 인자

싱크로나이저 변속시스템에 영향을 주는 총 시스템 손실은 습식 다판 클러치 드래그 (drag), 변속기 오일 처닝(oil churning), 회전 요소의 마찰로 인한 동력손실 등이 있다. 이 현상들은 회전하는 구성요소의 에너지 손실을 유발하여 속도를 감소시키는 역할을 한다. 총 시스템 손실(T_{td})은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_{td} = T_{cd} + T_{fc} + T_{fl} \quad (3.4)$$

where, T_{cd} : Multi clutch drag, Nmm

T_{fc} : Fluid(Oil) churning losses, Nmm

T_{fl} : Frictional losses of bearings, oil seals, gear mesh, etc, Nmm

그러나 본 연구에서 오일 처닝 손실 및 마찰 손실은 정확한 계산 혹은 측정이 어렵고 큰 토크 및 습식 클러치 드래그 토크에 비하여 매우 작기 때문에 상대적으로 큰 영향을 미치는 습식 다판 클러치의 드래그 토크에 대해서만 고려하였다.

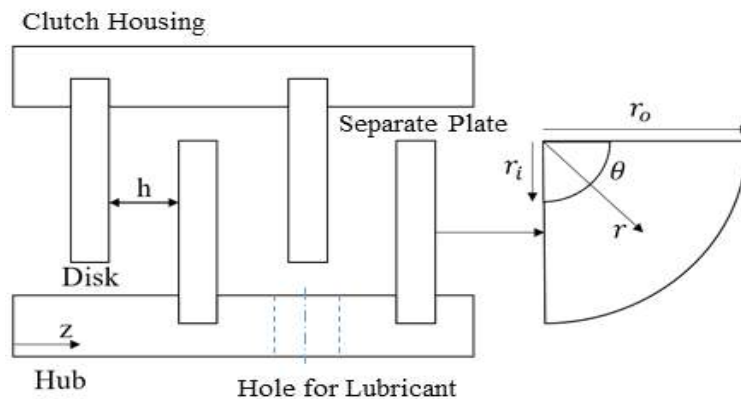


Fig. 3.5 Schematic diagram of wet multi-plate clutch.

4개의 습식 다판 클러치로 인한 드래그 토크는 디스크의 양방향 회전을 고려할 수 있는 Iqbal, et(2013)의 수학적 모델을 이용하여 계산되었다. Iqbal의 모델에서 습식 다판 클러치의 드래그 토크는 연속 유막(continuous lubricant film), 유체줄기영역(rivulet

section of the lubricant film in the ruptured section), 분무영역(mist film in the ruptured section)으로 인한 드래그 토크를 모두 합산하여 도출된다. 습식 다판 클러치에 윤활유를 공급하는 유압 펌프에 의해 형성된 연속 유막과 디스크의 회전으로 인한 원심력에 의해 형성되는 캐비테이션(cavitation)의 경계인 임계 반지름(critical Radius, r^*)은 실제 유량을 나타낸 식 3.5에 레이놀드 경계조건을 적용한 식 3.6을 이용하여 구하였다.

$$Q_a = \frac{\pi h^3 dp}{6\mu} + \frac{\rho\pi r^2 h^3}{6\mu} (w_2^2 + w_2 \Delta w + \frac{3}{10} \Delta w^2) = Q_p + Q_c \quad (3.5)$$

where, r : Radial coordinate of disk, mm

h : Gap height, mm

μ : Dynamic viscosity, mm

P : Pressure, Pa

ρ : Density, kg/mm^3

$\Delta w = w_1 - w_2$, rad/s

w_1, w_2 : Angular velocity of separate plate and frictional disk, rad/s

Q_a : The actual flow rate for clutch's lubrication, L/min

Q_p : The flow rate contribution due to the pressure, L/min

Q_c : The flow rate contribution due to the centrifugal force, L/min

$$Q_a = \frac{\rho\pi r^{*2} h^3}{6\mu} (w_2^2 + w_2 \Delta w + \frac{3}{10} \Delta w^2) \quad (3.6)$$

where, r^* : Critical radius, mm

임계 반지름 밖의 영역인 유막 파괴 영역(ruptured section)에서 연속유막이 차지하는 비율, $\varnothing(r)$ 은 실제 유량을 원심력에 의한 유량으로 나누어 줌으로써 식 3.7과 같이 구할 수 있다.

$$\phi(r) = \frac{Q_a}{Q_c} = \frac{6\mu}{\rho\pi r^2 h^3} \frac{1}{w_2^2 + w_2 \Delta w + \frac{3}{10} \Delta w^2} \quad (3.7)$$

where, $\phi(r)$: Ratio of continuous oil film section to ruptured section

각 영역에서의 드래그 토크는 식 3.8~식 3.11과 같이 점성전단(viscous shearing)과 토크 암(torque arm)을 곱해 적분한 값이 된다.

$$T_d = T_{fa} + T_{ra} + T_{rm} \quad (3.8)$$

where, T_d : Total drag torque of clutch, Nmm

T_{fa} : Drag torque due to continuous lubricant film, Nmm

T_{ra} : Drag torque due to rivulet section of lubricant in the ruptured section, Nmm

T_{rm} : Drag torque due to mist film in the ruptured section, Nmm

$$T_{fa} = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r^*} Nr\tau_{z\theta} r dr d\theta = \frac{\pi\mu\Delta w N}{2h} (r^{*4} + r_i^4) \quad (3.9)$$

where, N : Number of disks interface

μ : Dynamic viscosity, $Pa.s$

h : Height of gap, mm

r^* : Critical radius, mm

r_i : Inner radius, mm

등가 유막 반경 이후의 드래그 토크는 유체 줄기 영역과 분무 영역으로 나누어 뉴턴의 점성 법칙에 의해 계산된다. 유체 줄기 영역에서는 식 3.10, 분무 영역에서는 식 3.11에 의해 드래그 토크가 계산되며, 전체 드래그 토크는 식 3.8과 같이 3가지를 모두 합하여 계산된다.

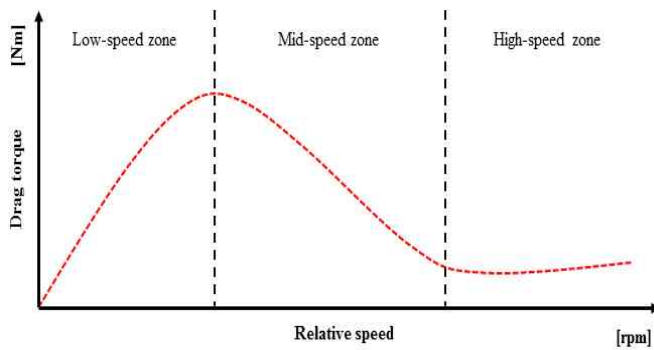
$$T_{ra} = \int_0^{2\pi} \int_{r^*}^{r_o} N \varnothing(r) r \tau_{z\theta} r dr d\theta = \frac{2\pi \mu \Delta w N}{h} \int_{r^*}^{r_o} \varnothing(r) r^3 dr \quad (3.10)$$

where, r_o : Outer Radius, mm

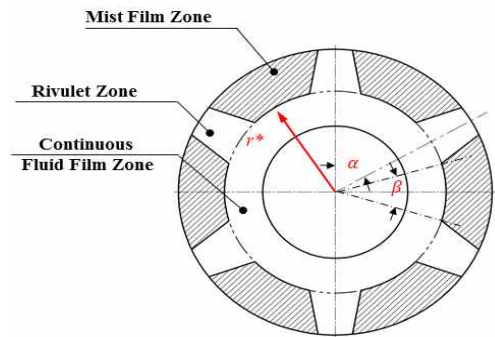
$\tau_{z\theta}$: Viscous shear stress of z-plane, N/mm^2

$$T_{rm} = \int_0^{2\pi} \int_{r^*}^{r_o} N(1 - \varnothing(r)) r \tau_{z\theta} r dr d\theta = \frac{2\pi \mu_{mist} \Delta w N}{h} \int_{r^*}^{r_o} (1 - \varnothing(r)) r^3 dr \quad (3.11)$$

where, μ_{mist} : Mist dynamic viscosity, $Pa.s$



(a) Typical drag torque curve



(b) Film shape of mid-speed zone

Fig. 3.6 Drag torque of wet multi-plate clutch.

3.2 싱크로나이저 동기화 시간 예측식

3.2.1 단일 회전 관성을 고려한 동기화 시간 예측식

지금까지 사용된 싱크로나이저 동기화 시간 예측 이론은 자동차 수동 변속기를 대상으로 수행된 (단일 회전 관성을 고려한) 동기화 시간 예측식이다. Naunheimer, et(2011)는 싱크로나이저의 동기화 시간 예측식을 회전체의 동적 균형(dynamic balance)에서 유도하였지만, 하나의 회전체의 회전 속도를 일정하게 가정하였다. 자동차 수동 변속기의 구조는 그림 3.8과 같이 건식 클러치가 엔진방향(상류, upstream)에 위치한다. 기어단수를 변경할 때 싱크로나이저를 중심으로 앞쪽의 건식 클러치를 해제하여 동력을 차단하지만, 뒤쪽은 변속기부터 종감속기어, 차동기어 및 타이어까지 연결되어 구동륜에 의한

매우 큰 주행 관성이 변속기 내 기어트레인에 영향을 주어 큰 회전 관성을 갖게 된다. 따라서 상대속도를 가지는 두 회전 관성 중 더 작은 회전 관성의 회전 속도 변화만을 고려하여 수식을 유도하였다.

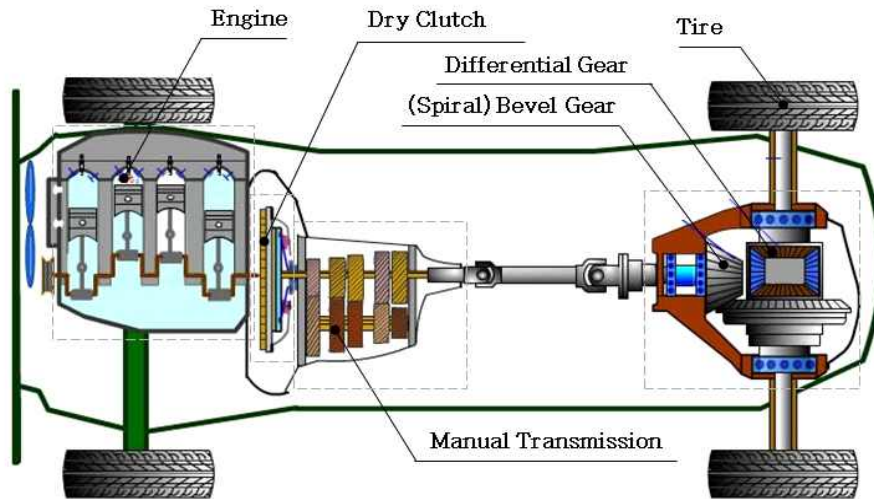


Fig. 3.8 Manual transmission of automotive.

본 논문에서는 싱크로나이저 동기화 시간 예측식 유도의 편의성을 위해 싱글 콘 싱크로나이저를 이용하여 콘 토크를 계산 후 본 논문의 대상인 더블 콘 싱크로나이저로 적용하기 위하여 유효반경을 변경하였다. 싱글 콘 싱크로나이저에서 콘 토크가 발생하는 원리를 그림 3.9에 나타내었다. 슬리브를 통해 전달된 축 방향 힘은 아웃터 링과 싱크로 콘 사이에서 마찰력을 발생시킨다. 즉, 아웃터 링이 싱크로 콘 표면과 마찰을 일으켜 상대속도로 회전할 때 마찰력이 토크를 발생시키는데 이를 콘 토크라 한다.

먼저 콘 토크 발생 원리를 설명하기 위하여 단판 클러치를 이용하였다. 마찰면이 1개인 단판 클러치에 발생하는 토크(T)의 크기를 식 3.12로 계산할 수 있다.

$$T = \mu F_n R_{cm} \quad (3.12)$$

- where, T : Torque generated by single-plate clutch, Nmm
 μ : Friction coefficient
 F_n : Axial force acting on the single-plate clutch, N
 R_{cm} : Effective radius of single-plate clutch, mm

싱글 콘 싱크로나이저는 그림 3.9와 같이 경사면을 가진 콘 클러치이므로 법선방향의 힘은 $F_s/\sin\theta_{sc}$ 이며, 콘 클러치에 작용하는 콘 토크(T_c)는 식 3.13로 표현할 수 있다.

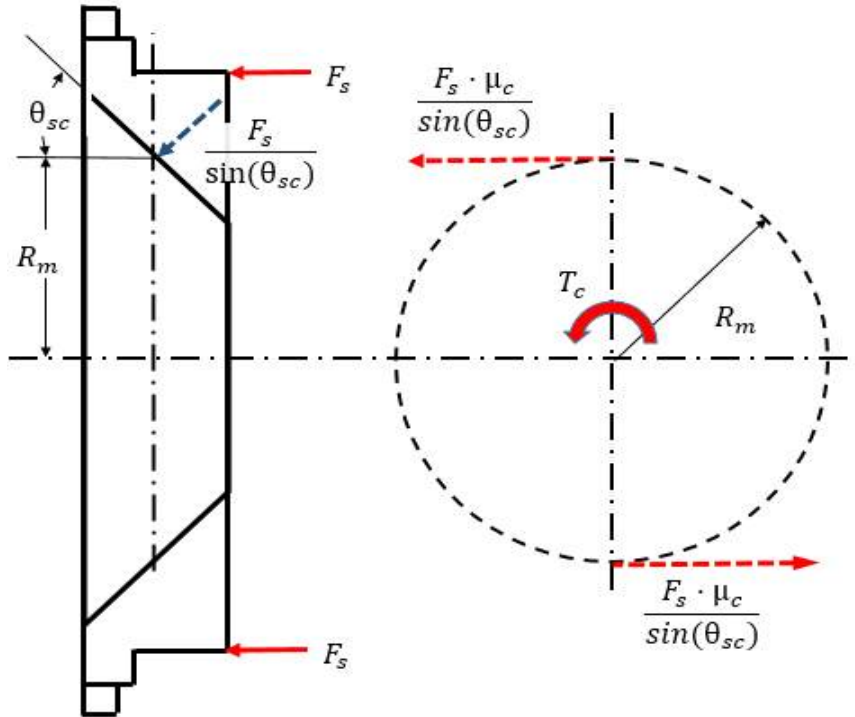


Fig 3.9 Cone torque of the single-cone synchronizer.

$$T_c = \mu_c \frac{F_s}{\sin \theta_{sc}} R_m \quad (3.13)$$

- where, T_c : Cone torque, Nmm
 μ_c : Friction coefficient between blocker-ring and cone clutch
 F_s : Axial force acting on sleeve(shifting-effort), N
 R_m : Effective radius of synchro-ring, mm

식 3.13의 콘 토크는 동기화 과정에서 싱크로나이저와 연결된 기어트레인의 가속 혹은 감속에 의해 발생하므로, 콘 토크는 식 3.14으로 표현된다. 콘 토크는 두 회전체에 크기가 같고 방향이 반대로 작용하기 때문에 각 회전체의 동적 균형식은 다음과 같다.

$$T_c = -J_1 \frac{dw_1}{dt} = J_2 \frac{dw_2}{dt} \quad (3.14)$$

where, J_1, J_2 : Equivalent rotational inertia of synchronizing parts, kgm^2
 w_1, w_2 : Relative angular velocity of Synchronizing parts, rad/s

운전자가 변속을 수행할 때 싱크로나이저가 흡수해야 하는 마찰에너지는 상대속도를 가진 두 부품 중 상대적으로 등가 회전 관성이 작은 부품을 동기화하는데 필요한 토크와 회전 속도의 함수이다. 동기화 과정 동안 싱글 콘 싱크로나이저에서 발생하는 회전요소의 속도 변화와 콘 토크는 식 3.13에 식 3.14을 대입하여 다음과 같은 관계로 표현할 수 있다.

$$T_c = J_r \frac{w_i - w_f}{t_s} = J_r \frac{\Delta w}{t_s} \quad (3.15)$$

where, J_r : Equivalent rotational inertia of synchronized parts, kgm^2
 w_i, w_f : Initial/Final angular velocity of Synchronized parts, rad/s
 t_s : Synchronization time, sec

싱크로나이저의 성능은 동기화 시간으로 나타낼 수 있으며, 변속하는 동안 운전자는 동기화 시간과 축 방향 힘(변속 조작력)의 물리량을 인지할 수 있다. 즉, 변속하는 동안 운전자가 조절할 수 있는 변수는 슬리브에 작용하는 축 방향 힘뿐이며, 그 힘에 따라 변속시간이 결정된다. 따라서 싱크로나이저의 성능을 표현하기 위하여 식 3.13와 식 3.15를 이용하면 다음과 같이 싱크로나이저의 동기화 시간(t_s)을 표현할 수 있다.

$$\mu_c \frac{F_s}{\sin \theta_{sc}} R_m = J_r \frac{\Delta w}{t_s} \quad (3.16)$$

식 3.16를 동기화 시간에 관하여 정리하면 식 3.17으로 나타낼 수 있다. 싱크로나이저의 동기화 시간은 축 방향 힘과 부품들 사이의 속도변화의 함수이다. 그림 3.10은 자동

차의 싱크로나이저 동기화를 표현한 것으로 둘 중 회전 관성이 작은 회전의 회전 속도만을 고려하는 동기화 시간 예측 문제를 단순화하여 표현한 것이다.

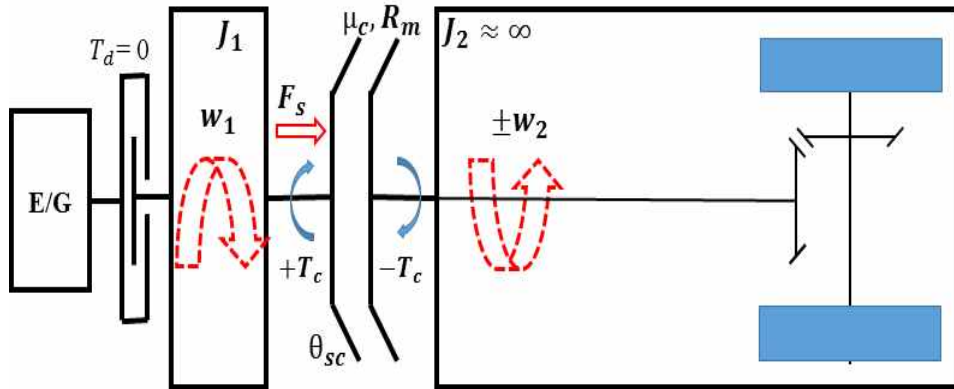


Fig. 3.10 Estimation of synchronization time of automotive.

$$t_s = \frac{J_r \Delta w \sin \theta_{sc}}{\mu_c F_s R_m} \quad (3.17)$$

본 연구에서는 더블 콘 싱크로나이저를 사용했기 때문에 싱글 콘 싱크로나이저의 유효반경을 블락커 링의 유효반경과 이너 링의 유효반경의 합으로 대체하여야 한다. 더블 콘 싱크로나이저의 콘 평균 유효반경은 이너 링 유효반경(R_i)에 블락커 링의 유효반경(R_o)을 더한 것($R_o + R_i$)과 같다. 그림 3.11은 더블 콘 싱크로나이저의 동기화 과정에서 발생하는 콘 토크와 축 방향 힘의 관계를 표시하였다.

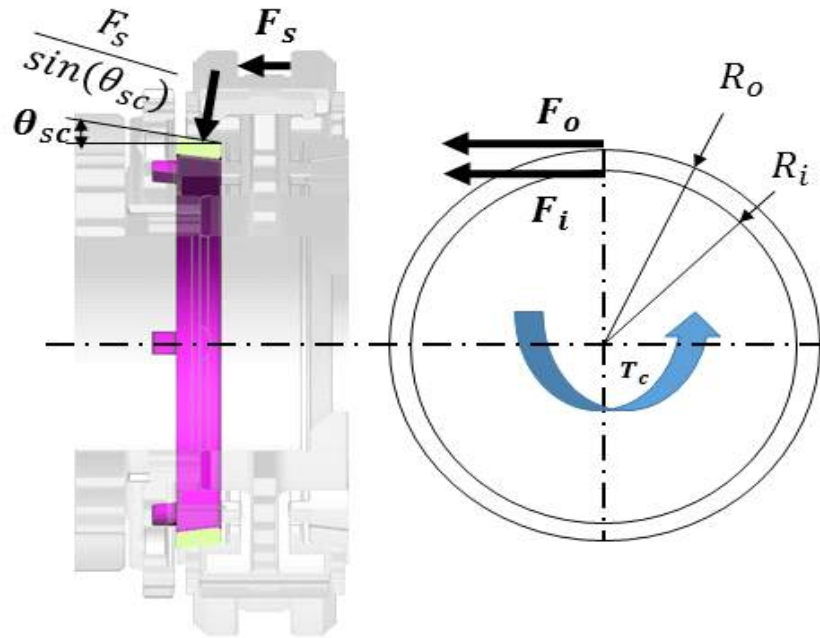


Fig. 3.11 Diagram of double cone synchronizer.

싱글 콘 싱크로나이저의 동기화 시간을 나타낸 식 3.17은 접촉면의 유효반경(R_m)만을 고려하였기 때문에, 본 논문에서 사용된 더블 콘 싱크로나이저로 변환이 필요하다. 따라서 더블 콘 싱크로나이저의 동기화 시간은 식 3.18로 예측할 수 있다.

$$t_s = \frac{J_r \Delta w \sin \theta_c}{\mu_c F_s (R_o + R_i)} \quad (3.18)$$

3.2.2 이중 회전 관성을 고려한 동기화 예측식

본 연구의 대상인 파워시프트 변속기는 그림 3.12와 같이 싱크로나이저 전/후단에 습식 다판 클러치가 설치되어 싱크로나이저 변속 시 양단의 습식 다판 클러치가 모두 해제(disengaged)됨으로서 엔진의 동력과 구동륜으로부터의 주행 관성이 모두 차단된다. 따라서 싱크로나이저에 적용되는 회전 관성은 순수 변속기 내 기어트레인의 등가 회전 관성이며, 싱크로나이저 양단의 회전관성 크기의 차이가 상대적으로 작다. 따라서 기존의 동기화 시간 예측식처럼 한 회전체의 등가 회전을 무한대로 가정할 수 없으며, 두 회전체의 회전 속도 변화를 모두 고려하여 동기화 시간을 예측해야 한다.

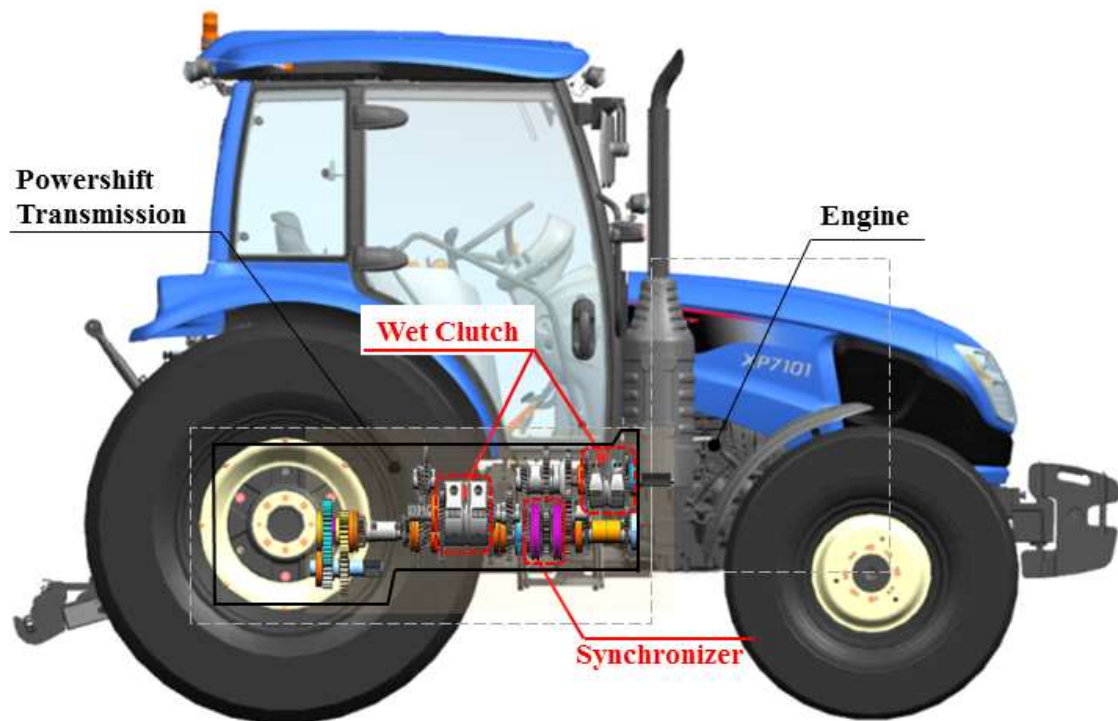


Fig. 3.12 Power-shift transmission of tractor.

그림 3.13은 두 회전체의 회전 속도 변화를 고려하는 동기화 시간 예측 문제를 도식적으로 표현한 것이다. 차량 수동 변속기에 사용 중인 단일 회전 관성을 고려한 동기화 시간 예측식(식 3.17 혹은 3.18)에서는 변속을 수행하는 동안 운전자가 일정한 힘으로 부드럽게 레버를 이용하여 변속을 수행하기 때문에 축 방향으로 작용하는 힘을 일정하다고 가정하였다. 그러나 실제 변속을 수행하는 동안 시간에 따른 하중의 변동이 발생한다. Farokhi et al.(2019)는 축 방향 하중을 일차함수 형태의 경사 부하(ramp load)로 가정한 동기화 시간 예측식을 제안하였다.

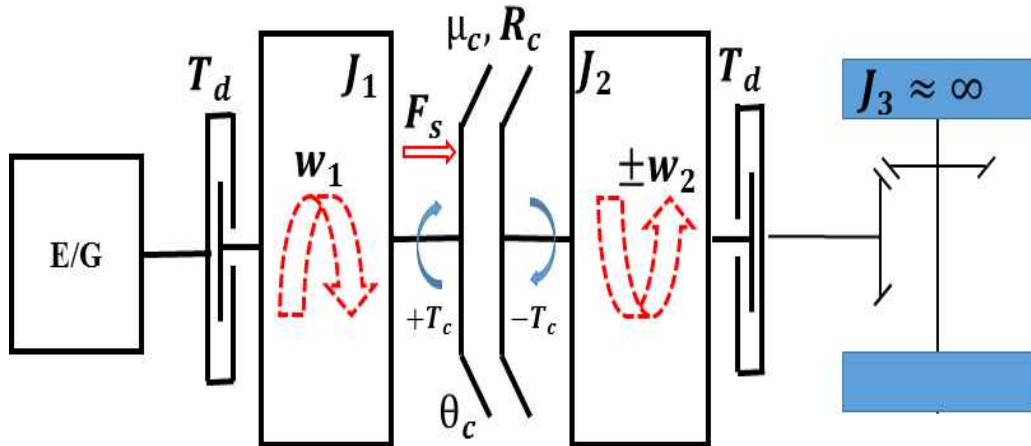


Fig. 3.13 Modified estimation of synchronization time of powershift.

실제 변속시스템에서 축 방향으로 작용하는 힘을 측정하면 축 방향 반력은 동기화 과정 동안 가파르게 증가한 후 동기화 완료 이후 급격히 감소하기 때문에 경사부하에 대한 가정은 합리적이라 판단된다. 따라서 변속기 내의 습식 다판 클러치로 인한 변속 시스템의 경계조건과 시간에 따른 변동하중을 고려하면 더 정확한 동기화 시간 예측이 가능하다고 판단된다.

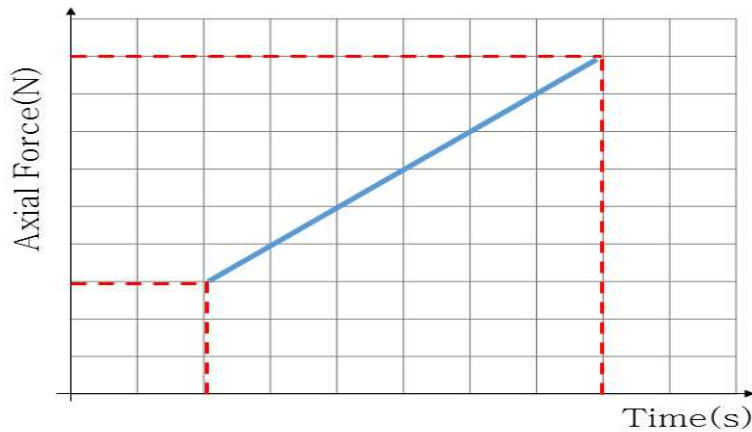


Fig. 3.14 Ramp Load acting on the sleeve.

동기화 과정 동안 두 회전체의 회전 속도를 구하기 위하여 콘 토크를 먼저 정의한다. 슬리브에 작용하는 축 방향 힘(F_s)에 의해 발생하는 싱크로나이저의 콘 토크(T_c)는 콘 클러치의 콘 각도(θ_{sc})와 유효반경(R_m), 동 마찰 계수(μ_c)에 의해 식 3.13와 동일하게

정의된다. 여기서 축 방향 힘을 제외한 나머지 변수들은 싱크로나이저의 제원이므로, 콘 토크는 변속력(F_s)의 상수의 곱으로 표현할 수 있다. 따라서 경사부하에 대한 콘 토크는 식 3.19로 정의할 수 있다.

$$T_c = \begin{cases} T_0 + \frac{(T_{\max} - T_0)}{T}t, & (t_s < T) \\ T_{\max} & , (t_s \geq T) \end{cases} \quad (3.19)$$

where, T_{\max} : Maximum cone torque, Nm
 T_0 : Initial cone torque, Nm
 T : Duration of ramp load, sec
 t_s : Synchronization time, sec

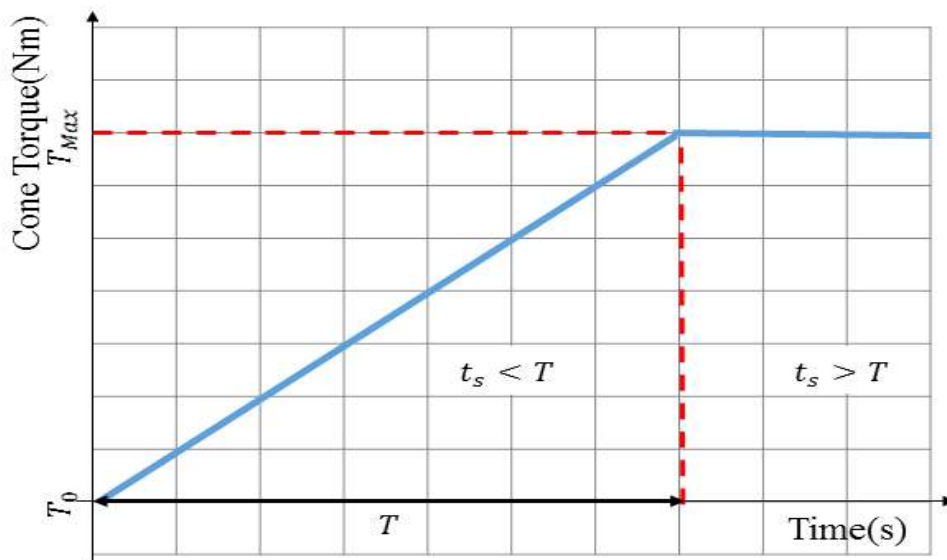


Fig. 3.15 Variation of cone torque with respect to time.

식 3.19에서 콘 토크의 최대값은 변속 액추에이터의 용량에 의해 T_{\max} 로 제한된다. 경사 부하에 의한 콘 토크는 두 회전체에 크기는 같고 방향은 반대로 작용한다. 각 회전체의 동적 균형은 식 3.20로 표현된다.

$$T_c = -J_1 \frac{dw_1}{dt} = J_2 \frac{dw_2}{dt} \quad (3.20)$$

경사 부하에 의한 콘 토크는 시간에 대한 1차 함수인 경사부하로 가정하였으므로, 각 회전체의 회전 속도를 식 3.21과 3.23과 같이 시간에 대한 2차 함수로 정의할 수 있다.

$$w_1 = a_1 t^2 + b_1 t + c_1 \quad (3.21)$$

$$\frac{dw_1}{dt} = 2a_1 t + b_1 \quad (3.22)$$

$$w_2 = a_2 t^2 + b_2 t + c_2 \quad (3.23)$$

$$\frac{dw_2}{dt} = 2a_2 t + b_2 \quad (3.24)$$

콘 토크와 회전 속도에 대한 초기조건($t = 0, T_c = 0$)을 대입하여 식 3.22과 3.24으로 1차 항의 계수와 상수항을 얻을 수 있다.

$$T_c|_{t=0} = -J_1 \frac{dw_1}{dt}|_{t=0} = J_2 \frac{dw_2}{dt}|_{t=0} \quad (3.25)$$

$$b_1 = -\frac{T_0}{J_1} \quad (3.26)$$

$$b_2 = \frac{T_0}{J_2} \quad (3.27)$$

$$w_1(0) = c_1 = w_{1_0} \quad (3.28)$$

$$w_2(0) = c_2 = w_{2_0} \quad (3.29)$$

where, w_{1_0} : Initial angular velocity of hub, rad/s

w_{2_0} : Initial angular velocity of gear, rad/s

w_{1_0}, w_{2_0} 는 각각 동기화 이전 두 회전체의 회전 속도이다. 위 식에서 구해진 계수와

상수항을 식(3.21) ~ (3.24)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$w_1 = a_1 t^2 - \frac{T_0}{J_1} t + w_{1_0} \quad (3.30)$$

$$\frac{dw_1}{dt} = 2a_1 t - \frac{T_0}{J_1} \quad (3.31)$$

$$w_2 = a_2 t^2 + \frac{T_0}{J_2} t + w_{2_0} \quad (3.32)$$

$$\frac{dw_2}{dt} = 2a_2 t + \frac{T_0}{J_2} \quad (3.33)$$

변속 액추에이터 용량이 충분히 커서 동기화 시간이 $t_s < T$ 인 경우, 경사부하가 전달되는 도중 싱크로나이저 동기화가 완료되므로 식 3.20에 동기화 시간(t_s)을 대입하여 2차 항의 계수 a_1 , a_2 를 구할 수 있다.

$$T_c|_{t=t_s} = -J_1 \frac{dw_1}{dt}|_{t=t_s} = J_2 \frac{dw_2}{dt}|_{t=t_s} \quad (3.34)$$

$$a_1 = -\frac{(T_{\max} - T_0)}{2J_1 T} \quad (3.35)$$

$$a_2 = +\frac{(T_{\max} - T_0)}{2J_2 T} \quad (3.36)$$

구해진 계수와 상수항을 대입하여 정리하면, 각 회전체의 회전 속도를 시간에 대한 2차식의 형태로 표현할 수 있다.

$$w_1 = -\frac{(T_{\max} - T_0)}{2J_1 T} t^2 - \frac{T_0}{J_1} t + w_{1_0} \quad (3.37)$$

$$w_2 = \frac{(T_{\max} - T_0)}{2J_2 T} t^2 + \frac{T_0}{J_2} t + w_{2_0} \quad (3.38)$$

슬리브에 축 방향으로 작용하는 변속력이 일정한 크기가 아닌 경사 부하(ramp load)가 가해지는 경우, 변속력의 변화에 따라 콘 토크가 달라지기 때문에($T_{\max} \neq T_0$) 2차 항의 계수가 소거되지 않아 식 3.37와 식 3.38은 2차식이 된다. 이 경우, 싱크로나이저 동기화가 완료될 때 각 회전체의 속도는 식 3.39과 같게 된다.

$$w_1(t_s) = w_2(t_s) \quad (3.39)$$

식 3.37과 식 3.38에 식 3.39 조건을 적용하여 정리하면 식 3.42과 같이 새로운 동기화 시간 예측식을 정의할 수 있다.

$$-\frac{(T_{\max} - T_0)}{2J_1 T} t_s^2 - \frac{T_0}{J_1} t_s + w_{1_0} = \frac{(T_{\max} - T_0)}{2J_2 T} t_s^2 + \frac{T_0}{J_2} t_s + w_{2_0} \quad (3.40)$$

$$(T_{\max} - T_0)(J_2 + J_1)t_s^2 + 2T_0 T(J_2 + J_1)t_s - 2J_1 J_2 |w_{1_0} - w_{2_0}| = 0 \quad (3.41)$$

$$t_s = \frac{-K_1 + \sqrt{K_1^2 + 2K_2}}{(T_{\max} - T_0)(J_1 + J_2)} \quad (3.42)$$

where, $K_1 = T_0 T(J_1 + J_2)$

$$K_2 = J_1 J_2 T(T_{\max} - T_0)(J_1 - J_2) |w_{1_0} - w_{2_0}|$$

반면에, 수동 변속기에서 일정한 힘으로 레버 조작 혹은 변속 액추에이터의 힘을 제어하여 슬리브에 축 방향으로 일정한 크기의 변속력이 가해지는 경우, 변속력에 변화가 없기 때문에 $T_{\max} = T_0$ 되어 식 3.37과 식 3.38에서 2차 항의 계수가 소거되어 1차식이 된다. 이때 동기화된 허브와 기어의 회전 속도가 동일하므로 계단 부하(constant load), 이중 회전 관성(dual rotating inertia)을 고려한 새로운 싱크로나이저 동기화 시간

예측식을 정의할 수 있다.

$$-\frac{T_0}{J_1}t_s + w_{1_0} = \frac{T_0}{J_2}t_s + w_{2_0} \quad (3.43)$$

$$t_s = \frac{J_1 J_2 |w_{1_0} - w_{2_0}|}{T_0 (J_1 + J_2)} \quad (3.44)$$

변속 액추에이터의 용량이 부족하여 경사부하 입력 시간보다 싱크로나이저 동기화 시간이 길어질 경우($t_s > T$ 인 경우), 싱크로나이저 동기화 시간은 경사부하(ramp load)와 계단 부하(constant load)가 적용되는 경우의 선형 합으로 계산할 수 있다. 경사부하가 완료되는 경우, 일정한 크기의 계단 부하가 가해질 때 각 회전체의 속도식 3.37과 3.38에 $t_s = T$ 를 대입하여 싱크로나이저 동기화 예측식의 초기조건으로 반영된다. 초기조건은 식 3.37과 3.38을 이용하여 식 3.45와 3.46로 구할 수 있다.

$$w_1|_{t_s=T} = \frac{-(T_{\max} - T_0)}{2J_1 T} T^2 - \frac{T_0}{J_1} T + w_{1_0} = \frac{-(T_{\max} + T_0)}{2J_1} T + w_{1_0} \quad (3.45)$$

$$w_2|_{t_s=T} = \frac{(T_{\max} - T_0)}{2J_2 T} T^2 + \frac{T_0}{J_2} T + w_{2_0} = \frac{(T_{\max} + T_0)}{2J_2} T + w_{2_0} \quad (3.46)$$

싱크로나이저의 총 동기화 시간을 구하기 위하여 식 3.43에 축 방향으로 일정 부하 작용 조건으로 초기 토크 $T_0 = T_{\max}$ 를 적용하고, 각 회전체의 초기조건($w_{1_0} = w_1$, $w_{2_0} = w_2$)으로 식 3.45와 3.46를 대입하여, 경사 부하가 가해지는 시간(T)을 더하면 $t_s > T$ 일 때의 새로운 싱크로나이저 동기화 시간 예측식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
t_s &= T + \frac{J_1 J_2 \left| w_{1_0} - w_{2_0} - \frac{(T_{\max} + T_0)}{2J_1} T - \frac{(T_{\max} + T_0)}{2J_2} T \right|}{T_{\max} (J_1 + J_2)} \\
&= T + \frac{J_1 J_2 \left| w_{1_0} - w_{2_0} - \frac{T}{2} \left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \right) (T_{\max} + T_0) \right|}{T_{\max} (J_1 + J_2)}
\end{aligned} \tag{3.47}$$

표 3.3은 시간에 따라 변동하는 슬리브에 작용하는 축 방향 힘의 종류에 따라 2개의 회전체를 고려한 동기화 시간 예측식을 정리한 것이다. 변속기와 싱크로나이저의 제원이 결정되면 싱크로나이저의 동기화 시간을 예측할 수 있으며, 동기화 시간이 변속 액추에이터의 용량을 결정하는 핵심 요소임을 알 수 있다.

Table 3.3 Synchronization time considering applied load & dual rotating inertia

Load Type	Angular Velocity	Synchronization Time
Constant	$w_1 = -\frac{T_0}{J_1} t + w_{1_0}$ $w_2 = \frac{T_0}{J_2} t + w_{2_0}$	$t_s = \frac{J_1 J_2 w_{1_0} - w_{2_0} }{T_0 (J_1 + J_2)}$
Ramp	$w_1 = -\frac{(T_{\max} - T_0)}{2J_1 T} t^2 - \frac{T_0}{J_1} t + w_{1_0}$ $w_2 = \frac{(T_{\max} - T_0)}{2J_2 T} t^2 + \frac{T_0}{J_2} t + w_{2_0}$	$t_s = \frac{-K_1 + \sqrt{K_1^2 + 2K_2}}{(T_{\max} - T_0)(J_1 + J_2)}$ <p style="text-align: center;">Where,</p> $K_1 = T_0 T (J_1 + J_2)$ $K_2 = J_1 J_2 T (T_{\max} - T_0) (J_1 + J_2) w_{1_0} - w_{2_0} $
Ramp & Constant	$w_1 = \begin{cases} -\frac{(T_{\max} - T_0)}{2J_1 T} t^2 - \frac{T_0}{J_1} t + w_{1_0} & t \leq T \\ -\frac{(T_{\max} + T_0)}{2J_1} T - \frac{T_0}{J_1} t + w_{1_0} & t > T \end{cases}$ $w_2 = \begin{cases} \frac{(T_{\max} - T_0)}{2J_2 T} t^2 + \frac{T_0}{J_2} t + w_{2_0} & t \leq T \\ \frac{(T_{\max} + T_0)}{2J_2} T + \frac{T_0}{J_2} t + w_{2_0} & t > T \end{cases}$	$t_s = T + \frac{J_1 J_2 w_{1_0} - w_{2_0} - \frac{T}{2} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) (T_{\max} + T_0) }{T_{\max} (J_1 + J_2)}$

3.3 다물체 동역학 해석(MBD) 모델

파워시프트 변속기를 장착한 트랙터의 운전 중 변속을 수행할 때, 부드럽고 빠른 변속을 위해서는 적절한 용량의 싱크로나이저와 액추에이터 선정이 중요하다. Farokhi Nejad et al(2019)은 다물체 동역학 모델이 싱크로나이저의 동기화뿐만 아니라 전체적인 동적 거동을 이해하는데 유용한 도구라고 하였다. 싱크로나이저 변속시스템에 대한 파워시프트 변속기 사용 환경을 반영하여 정확한 동기화 시간 예측과 동적 거동을 파악하기 위하여 FunctionBay社의 상용 동역학 해석 소프트웨어인 RecurDyn V9R3을 이용하여 다물체 동역학 해석 모델을 개발하였다.

본 논문의 연구 대상인 파워시프트 변속기의 변속 시 부품 간의 작동 순서와 역학관계를 그림 3.16에 나타내었다. 해석 모델은 본 연구의 제어대상인 싱크로나이저 용량 선정(동기시간 결정)을 위해 싱크로나이저 변속시스템의 3차원 형상과 물성치(질량, 회전 관성 등)를 포함한 여러 설계인자와 작동 시 발생하는 습식 다판 클러치 드래그 영향을 반영할 수 있도록 하였다. 제어대상인 기계시스템 즉, 링크시스템, 자체 잠김 장치(steel ball & shift-rail), 디텐트(key & sleeve)을 포함한 싱크로나이저 변속시스템과 사용 환경을 반영하여 제어에 영향을 주는 인자, 즉 회전하는 기계부품과 유체 점성에 의한 습식 다판 클러치의 드래그 토크를 반영할 수 있는 해석 모델을 개발하였다. 이 해석 모델을 이용하여 이중 회전 관성을 고려한 동기화 시간 예측식을 검증하였으며, 단일 회전 관성을 고려한 동기화 시간 예측 모델과의 차이를 분석하였다.

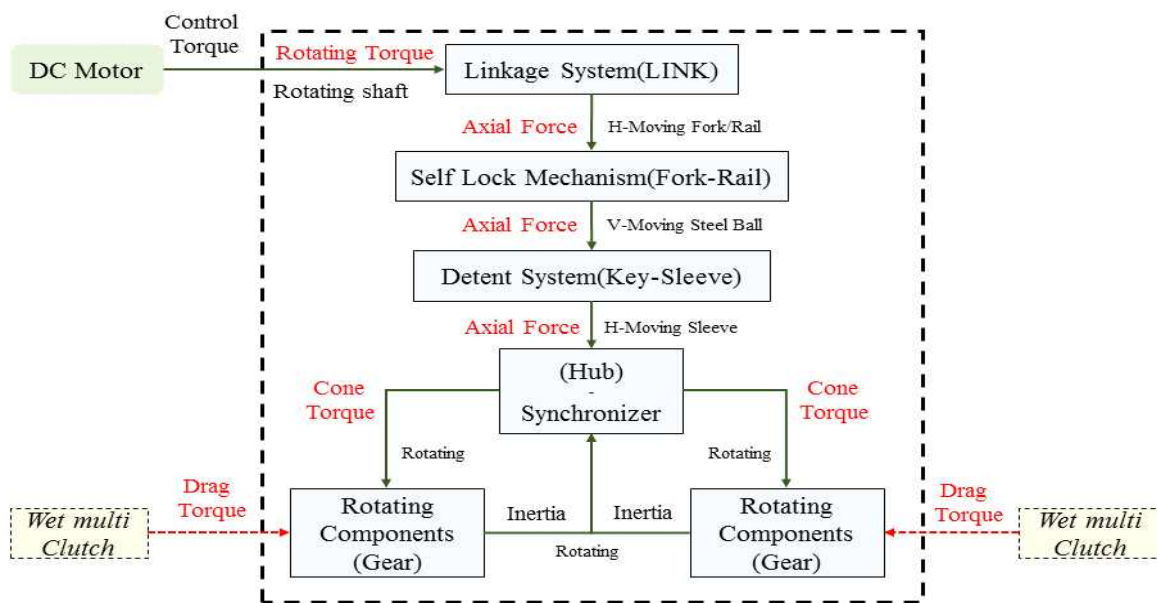


Fig 3.16 Interaction diagram of gear shifting system using synchronizer.

3.3.1 다물체 동역학 해석 모델링

1) 대상 모델링

(1) 주변속(F4→F5단) 다물체 동역학 해석 모델 : 실차 시험 결과, 엔진 최대 속도에서 주변속 중 전진 4단에서 5단으로 변속할 때가 가장 가혹한 조건이었다. 따라서 시험 결과와 다물체 동역학 해석 결과를 비교하기 위하여 그림 3.17(a)와 같이 전진 4단에서 5단 변속에 대한 다물체 동역학 해석 모델을 개발하였다.

(2) 전/후진(R8→N→F8단) 다물체 동역학 해석 모델 : 실차 시험 결과, 엔진 최대 속도에서 전/후진 변속 중 후진 8단에서 전진 8단으로 변속할 때가 가장 가혹한 조건이었다. 따라서 시험 결과와 다물체 동역학 해석 결과를 비교하기 위하여 그림 3.17(b)와 같이 후진 8단에서 전진 8단 변속에 대한 다물체 동역학 해석 모델을 개발하였다.

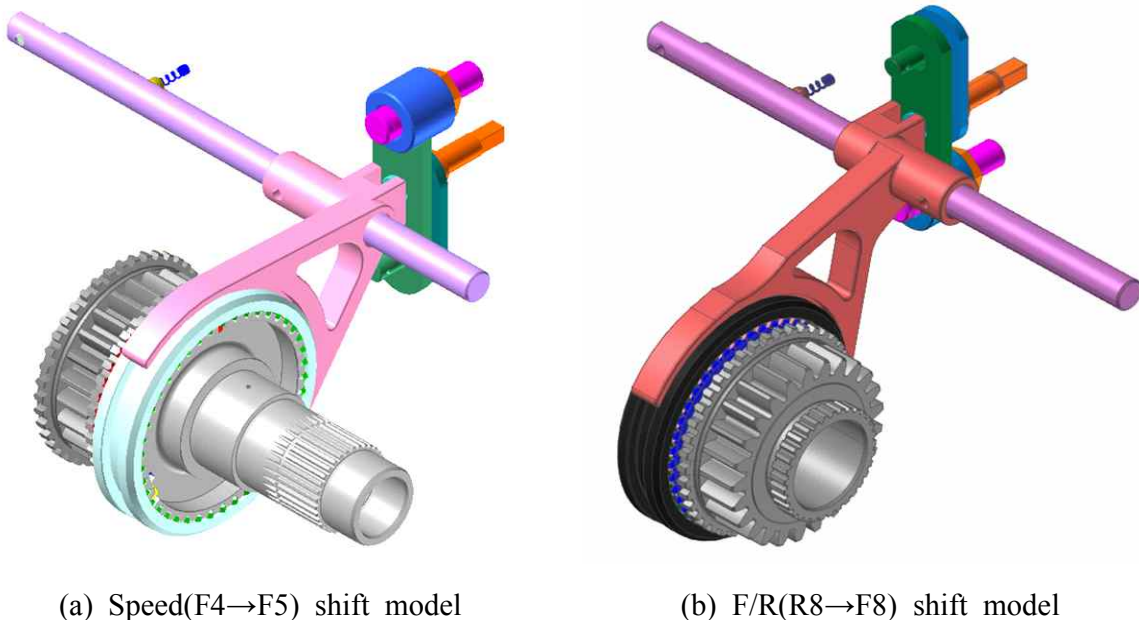


Fig. 3.17 Synchronizer shifting MBD model.

2) 구속 조건

다물체 동역학 해석 모델은 그림 3.18과 같이 총 8개의 강체(rigid body)와 강체 간 상대 운동을 정의하는 구속요소로 구성하였다. 각각의 강체는 해당 부품들의 물성치를 반영하였으며, 허브와 기어에는 해당 변속단수의 등가 회전 관성을 적용하였다. 표 3.4는 해석 모델을 위해 본 논문에 사용한 각 부품(강체)의 물성치를 나타낸 것이다.

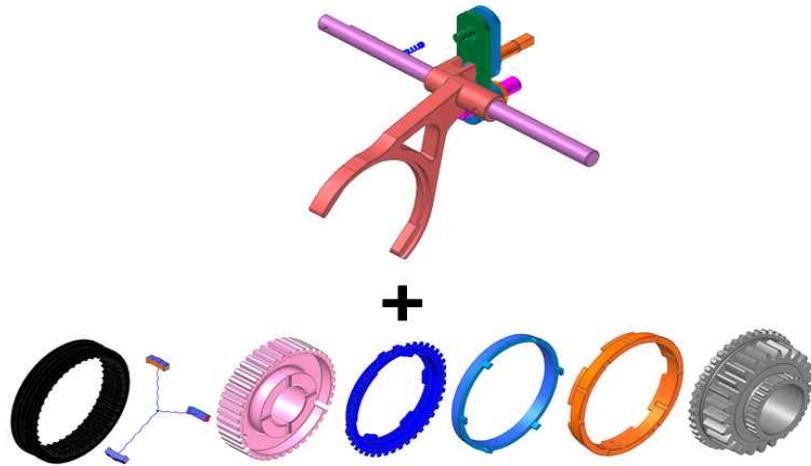


Fig 3.18 Rigid bodies of MBD model of gear-shift System.

Table 3.4 Inertia Properties of Components

Bodies		Mass (kg)	Inertia(kgmm ²)		
			<i>I_{xx}</i>	<i>I_{yy}</i>	<i>I_{zz}</i>
Linkage	Motor Link	0.1441	87.0810	37.1410	62.2178
	Fork Link	0.2622	267.8098	33.8911	276.1215
	Fixed Shaft	0.1040	31.9924	31.9925	3.9464
	Shift Fork	1.0800	2472.0330	4565.1503	4104.6272
	Detent Ball	0.0027	0.0208	0.0208	0.0208
Synchronizer	Bub	0.7565	-	545.8264	546.9163
	Sleeve	0.4895	1562.5663	815.2880	815.2880
	Key(x3)	0.0040	0.0189	0.1305	0.1293
	Blocker Ring	0.3855	474.7166	239.3458	239.8139
	Clutch Ring	0.5590	524.0012	263.9839	263.9839
	Inner Ring	0.3142	280.4497	141.7695	141.7698
	Gear	1.2847	-	979.5294	979.5293
	Dummy	0.0010	0.0100	0.0100	0.0100

(1) 조인트 구속 : 강체 간의 상대운동을 정의하는 구속조건은 표 3.5와 같다. 각 강체 간 세부 조인트 구속조건과 구속조건에 따른 자유도를 상세히 표시하였다. 키 스프링의 경우, 실물 형상은 그림 2.6에서와 같이 알파벳 C 형상이지만, 해석 모델에서는 3개의 코일 스프링으로 등가 모델링하였다. 또한 키의 거동과 스프링 요소를 모델링하기 위해 매우 작은 질량과 회전 관성 모멘트를 가진 더미 바디(dummy body)를 3개의 키 중양에 생성하였다.

Table 3.5 Applied Constraints of MBD Model

Joint	Base Body	Action Body	Coordinate			Constraints
			x	y	z	
Fixed	Ground	Fixed shaft	-18.00	47.00	-163.50	6
Inplane	Shift Fork	Sleeve	0.00	0.00	0.00	1
	Fork Link	Motor Link	-18.00	127.00	-137.00	
	Shift Fork	Fork Link	-18.00	87.00	-123.80	
Revolute	Ground	Gear	33.37	0.00	0.00	5
	Ground	Hub	0.00	0.00	0.00	
	Ground	Inner Ring	11.03	0.00	0.00	
	Fixed Shaft	Fork Link	-18.00	47.00	-142.50	
	Ground	Motor Link	-18.00	87.00	-183.00	
Translate	Dummy	Key 1	0.00	48.94	0.00	5
	Dummy	Key 2	0.00	-24.47	-42.38	
	Dummy	Key 3	0.00	-24.47	42.38	
	Dummy	Sleeve	0.00	0.00	0.00	
	Gear	Clutch Ring	13.18	0.00	0.00	
	Hub	Sleeve	0.00	0.00	0.00	
	Inner Ring	Blocker Ring	9.53	0.00	0.00	
	Ground	Detent Ball	-71.50	87.01	-113.50	
	Ground	Shift Fork	2.13	70.52	-81.00	

(2) 변속시스템의 자유도 : 싱크로나이저 변속시스템의 자유도는 식 3.1을 이용하여 계산하였다. 강체의 개수와 각 요소에 부여된 구속조건의 수를 식 3.1에 대입하여 계산하면 전체 변속시스템의 자유도는 11로 나타났다. 그러므로 다물체 동역학 해석 모델은 과구속(redundant constraint) 문제가 발생하지 않도록 모델링하였다. 스플라인으로 연결된 허브와 슬리브는 같은 회전 속도를 가지고 축 방향으로 자유롭게 이동할 수 있도록 병진 조인트(translate joint)로 연결되었다. 쉐기 홈에 의해 구속된 블락커 링과 이너 링 또한 같은 이유로 병진 조인트로 연결되었다. 물리시스템에서 이너 링은 기어 몸체에 의해 축 방향 반력을 지지하지 못하기 때문에 하나의 회전방향을 제외한 나머지 자유도를 구속하였다.

(3) 접촉(Contact) 조건 : 싱크로나이저 마찰요소인 블락커 링, 싱크로나이저 링, 이너 링과 변속링크의 레일 홈과 스틸 볼의 접촉은 경계 침투 방법(boundary penetration method)을 모델에 적용하였다. RecurDyn에서는 접촉력(F_c)을 표현하기 위하여 식 3.48과 같이 경계 침투법을 이용하여 계산한다. 이때, 강성 계수(stiffness coefficient), 댐핑 계수(damping coefficient)는 실험에 의해 측정되어야 하며, 강성 지수(stiffness exponent)는 헤르츠안 접촉(Hertzian contact)에 대하여 일반적으로 사용되는 값인 1.2를 사용하였다.

$$F_c = K\delta^n + C\dot{\delta} \quad (3.48)$$

where, F_c : Contact force, N
 K : Stiffness coefficient
 C : Damping coefficient
 n : Stiffness exponent(Hertzian contact $n=1.2$)

다물체 동역학 모델에서 싱크로나이저의 블락커 링과 싱크로나이저 링 및 싱크로나이저 링과 이너 링의 접촉은 계산시간 절약을 위하여 리커다인에서 제공하는 모델링 요소인 콘 요소(cone element)를 이용하였다. 슬리브와 키, 슬리브와 블락커 링, 슬리브와 기어의 챔퍼는 리커다인에서 제공하는 표면 요소(facesurface element)를 챔퍼의 표면에 적용하였다. 또한, 키와 블락커 링 미끄럼 운동을 할 수 있도록 표면 요소를 해석 모델의 표면에 지정하였다. 링크시스템의 변속 레일 홈과 스틸 볼은 직접 접촉이 되는 변속 레일의 홈에 표면 요소를 적용하여 스틸 볼과 접촉하도록 하였다. 스틸 볼은 계산시간 절약을 위해 리커다인에서 제공하는 타원 요소(ellipsoid element)를 이용하여 모델링하였다. 각 접촉 요소는 그림 3.19와 표 3.6에 표시하였다.

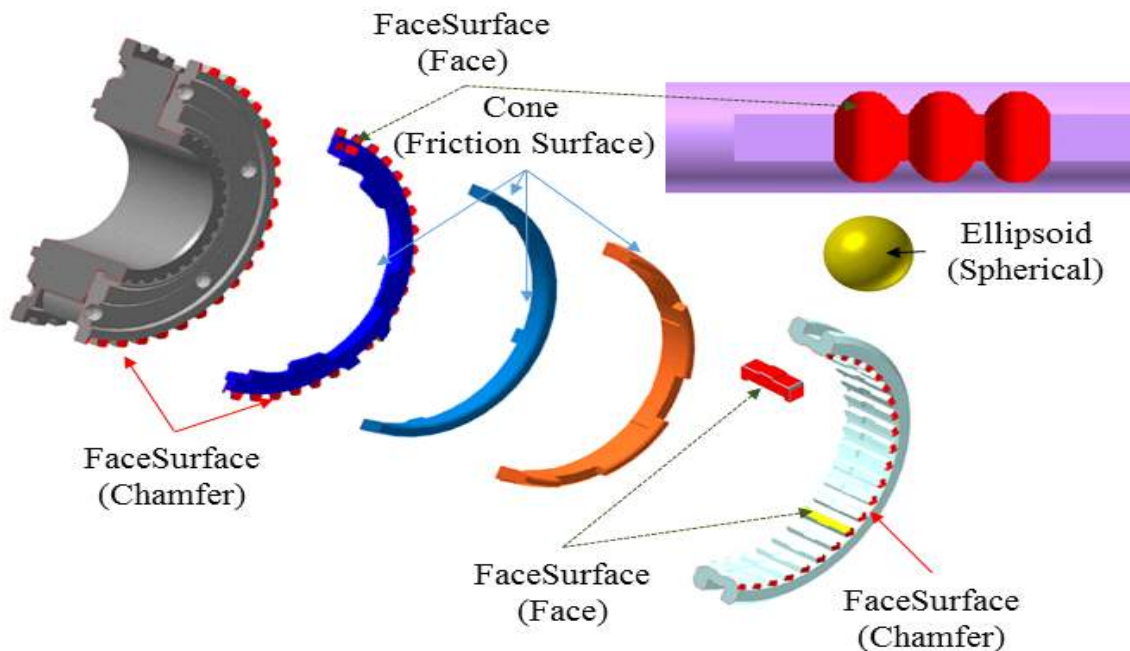


Fig 3.19 Contact condition of MBD model.

Table 3.6 Contacts conditions of Simulation of Synchronizer

	Items	Q'ty	Components	Contact
Synchronizer	Sleeve	1	Key, Gear, Blocker Ring	Chamfer : Sleeve - Gear Chamfer : Sleeve - Blocker Ring Face : Sleeve - Key
	Key	3	Sleeve, Blocker Ring	Face : Key - Sleeve Face : Key - Blocker Ring
	Blocker Ring	1	Sleeve, Key, Clutch Ring	Chamfer : Blocker Ring - Sleeve Face : Blocker Ring - Clutch Ring Face : Blocker Ring - Key
	Clutch Ring	1	Blocker Ring, Inner Ring	Face : Clutch Ring - Blocker Ring, Face : Clutch Ring - Inner Ring
	Inner Ring	1	Clutch Ring	Face : Inner Ring - Clutch Ring
	Gear	1	Sleeve	Chamfer : Gear - Sleeve
Linkage	Rail	1	Steel Ball	Face : Rail - Steel Ball

변속링크는 모두 조인트(joint)로 연결하여 기구적으로만 동작하도록 구현하였다. 특히 변속 중 위치가 변경되는 스틸 볼과 변속 레일의 홈의 형상을 잘 반영할 수 있도록 스틸 볼과 변속 레일의 격자(mesh)의 크기를 충분히 작게 하였다. 표 3.7는 해석에 사용된 변수의 값으로 스틸-스틸 접촉에 일반적으로 고려되는 값이다. 키와 블락커 링 접촉에 대한 감쇠(damping) 계수는 변속 시 충돌로 인하여 생기는 해석 노이즈를 감소시키기 위하여 감쇠 계수 값을 적절히 조절하였다.

Table 3.7 Contact parameters of MBD

Items	Simulation Parameters	Units	Value
Steel Ball-Rail Contact	Stiffness coefficient	N/mm	100,000
	Damping coefficient	Ns/mm	10
Key-Blocker Ring Contact	Stiffness coefficient	N/mm	100,000
	Damping coefficient	Ns/mm	3,000~4,000
Steel-Steel Contact	Static friction coefficient	-	0.10
	Dynamic friction coefficient	-	0.08

3) 경계 조건

다물체 동역학 해석의 경계조건은 변속 액추에이터 출력축의 각변위, 허브와 기어의 등가 회전 관성 및 부품들의 회전 속도이다.

(1) 변속 액추에이터의 출력축 각변위 : 실차 시험에서 얻은 변속 액추에이터 출력축의 각변위를 다물체 동역학 해석 모델의 입력조건으로 사용하였다. 그림 3.20은 주변속 4단에서 5단 변속에 대한 변속 액추에이터 출력축의 각변위를, 그림 3.21은 후진 8단에서 전진 8단 변속에 대한 변속 액추에이터 출력축의 각변위를 나타낸 것이다.

(2) 등가 회전 관성 : 상용 CAD를 이용하여 구한 각 구성 부품에 대한 회전 관성을 표 3.4에 표시하였으며, 식 3.3을 이용하여 변속 시 반영되는 허브, 전진 8단 기어, 전진 5단 기어에 연결된 등가 회전을 계산하였다. 전진 4단 → 전진 5단, 후진 8단 → 전진 8단 변속에 대한 등가 회전 관성은 표 3.8에 나타내었다.

Table 3.8 Rotating Inertia and Speed for MBDS

Items	Units	F4-F5	R8-N-F8
Engine speed	<i>rpm</i>	2,350	2,350
HUB equivalent inertia	<i>kg.m²</i>	0.0403	0.0127
HUB rotating speed	<i>rpm</i>	1,458	-3,403
GEAR equivalent inertia	<i>kg.m²</i>	0.0237	0.0513
GEAR rotating speed	<i>rpm</i>	3,403	3,652
Relative speed between HUB & GEAR	<i>rpm</i>	1,945	7,055

(3) 회전 속도 : 각 해석 조건에 대한 가장 가혹한 조건인 엔진 최대 속도(2,350 rpm)를 해석 모델에 반영하였다. 주변속 4단에서 5단 변속 시 4단 주행에 대한 속도를 싱크로나이저 전/후단에 입력 조건으로 반영하였으며, 전/후진 8단 변속 시 전진 8단 주행에 대한 속도를 입력 조건으로 사용하였다. 주변속 및 전/후진 변속에 대한 기어 및 허브에 계산된 등가 회전 관성과 회전 속도를 표 3.8에 나타내었다.

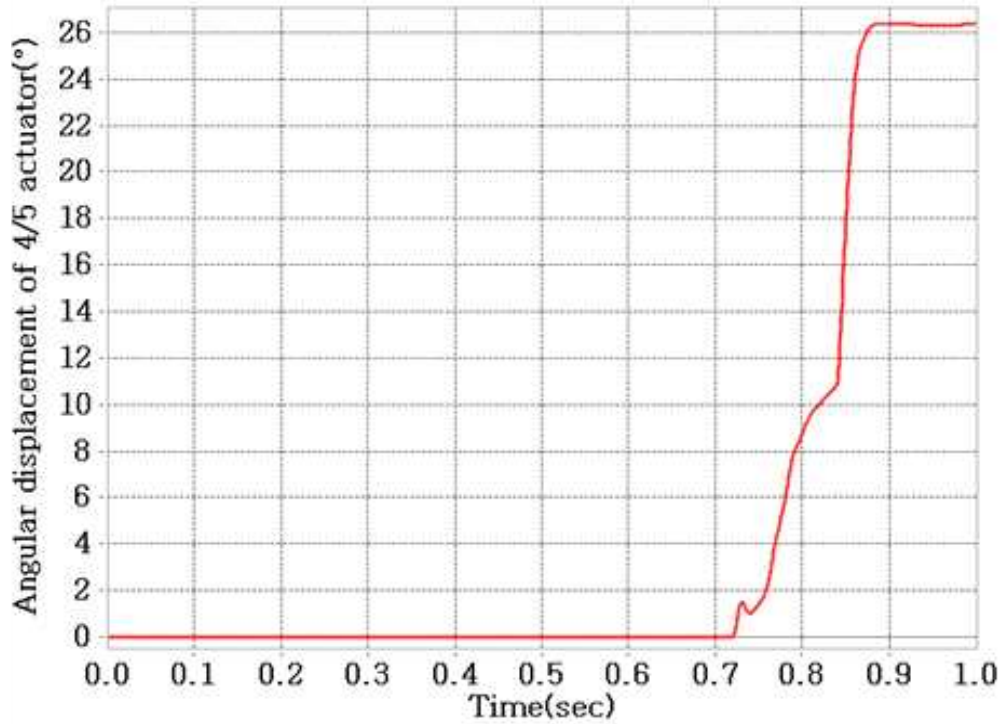


Fig. 3.20 Input data for F4-F5 shift for MBD Simulation.

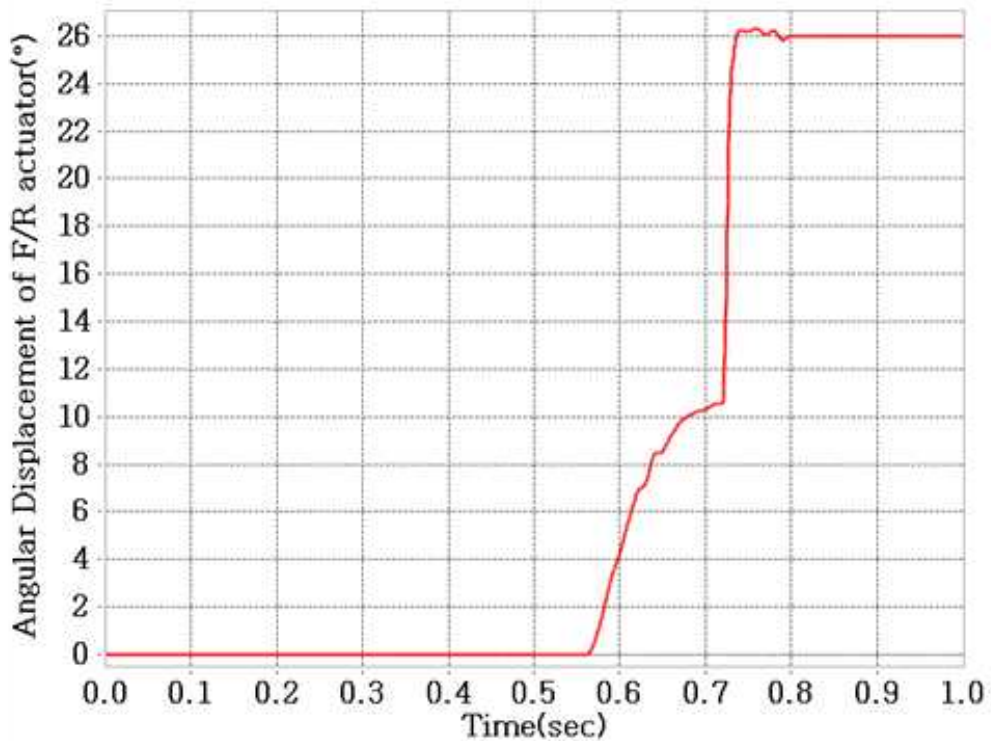


Fig. 3.21 Input data for R8-F8 shift for MBD Simulation.

(4) 습식 다판 클러치의 드래그 토크 : 파워시프트 변속기에서 동기화 시간에 영향을 미치는 요소로 싱크로나이저 양단에 배치된 습식 다판 클러치의 드래그 토크가 작용하게 된다. 싱크로나이저 전/후단에 배치된 4개의 습식 다판 클러치로 인한 드래그 토크는 클러치 디스크와 플레이트의 상대속도에 따라 계산된다. 다물체 동역학 해석 모델에는 상대속도에 따라 계산된 C1/C2와 C3/C4 클러치의 드래그 토크맵이 그림 3.22와 3.23과 같은 형태로 입력되었다. 허브와 기어의 회전 속도에 기어비를 곱하여 계산된 상대속도에 따라 각각 2개의 드래그 토크가 회전체에 적용된다. 드래그 토크를 도출하는데 사용된 클러치, 펌프, 윤활 관련 정보는 표 3.9에 나타내었다.

Table 3.9 Specification of wet multi-plate clutches

Components	Items	Units	C1/C2	C3/C4
Clutch	GAP Height	mm	0.2	0.2
	Outer Radius	mm	55	63.5
	Inner Radius	mm	38	41.5
	Number of disk	-	6	8
Pump	Actual flow rate	m^3/s	335.16	599.94
	Density	kg/m^3	833.28	
Oil	Dynamic viscosity	$Pa.s$	1.0133e-02	
	Mist dynamic viscosity	$Pa.s$	0.001	

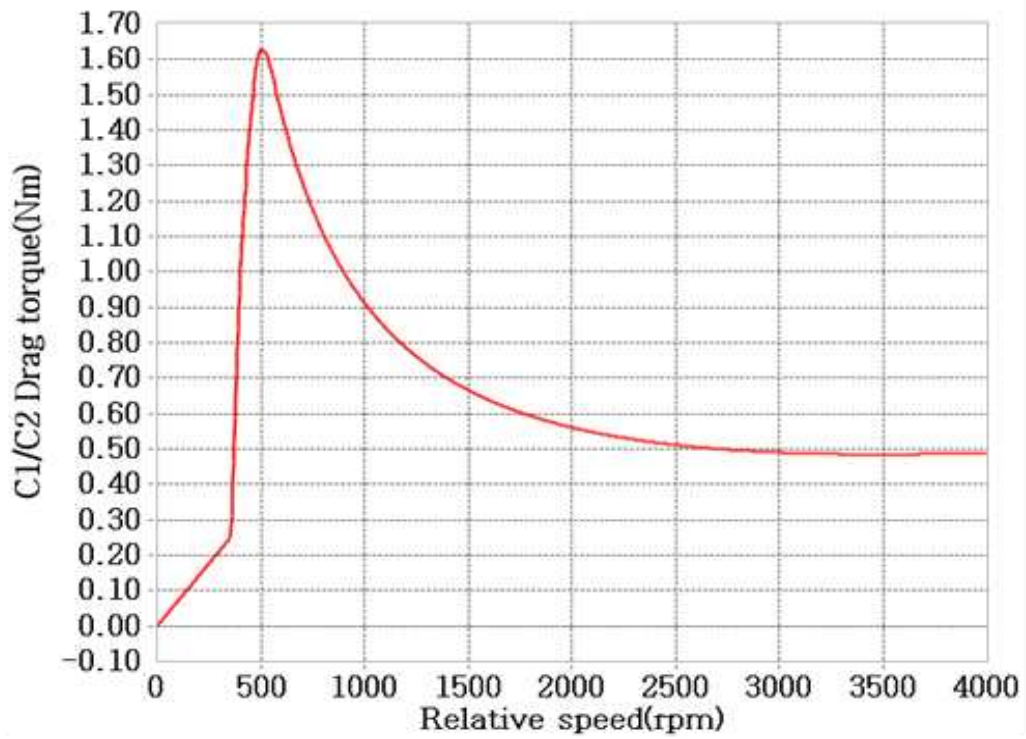


Fig. 3.22 C1/C2 drag torque map for MBD simulation.

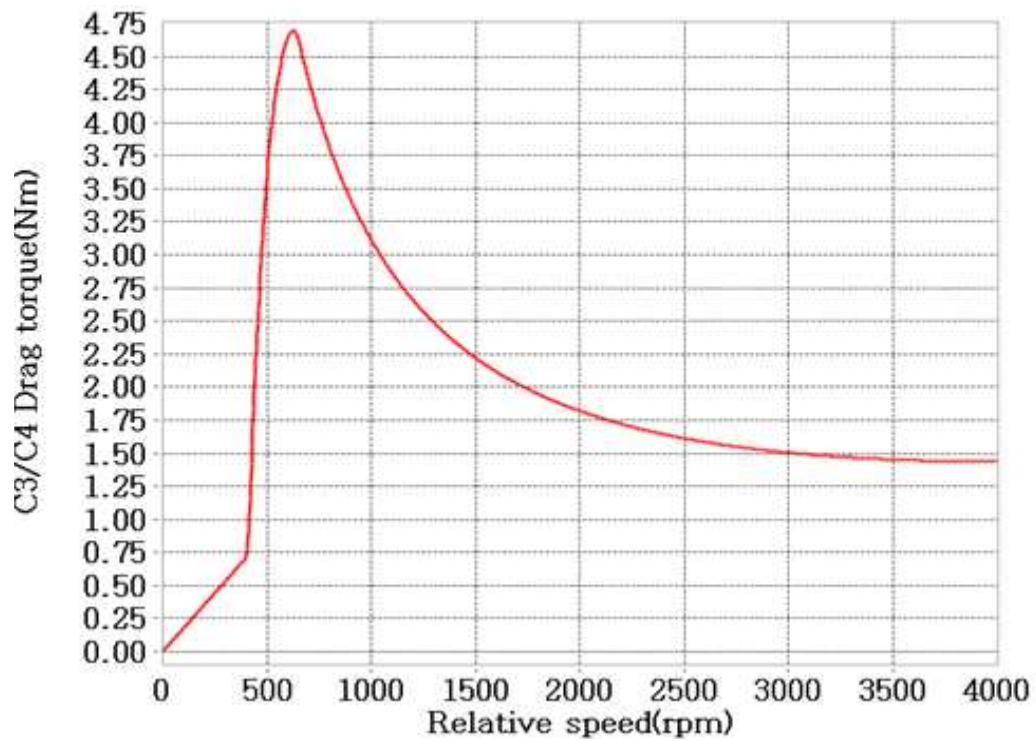


Fig. 3.23 C3/C4 drag torque map for MBD simulation.

3.3.2 단일 회전 관성을 고려한 싱크로나이저 동기화 시간 해석 모델

엔진 최대 속도조건으로 주변속 F4→F5단 변속(a)과 전/후진 R8→F8단 변속(b)에 대하여 그림 3.17과 같이 각각 다물체 동역학 해석 모델을 개발하였다.

구속조건으로서 다물체 동역학 모델의 각 강체에 대한 물성치는 표 3.4에 나타난 값을 적용하였다. 조인트 구속조건과 접촉조건은 표 3.5와 3.6과 같이 적용하였으며, 자유도는 11로 동일한 조건이었다. 경계조건 중 입력정보는 그림 3.20을 주변속 F4→F5단 변속에 대한 변속 액추에이터 출력축 각 변위를 사용하였고, 그림 3.21을 전/후진 R8→F8단 변속에 대한 변속 액추에이터 출력축 각 변위를 해석입력으로 사용하였다.

주변속 전진 4단에서 5단으로 변속할 때 허브에 대한 등가 회전 관성은 0.0403 kgm^2 를 사용하였으며, 5단 기어(43T)에 대한 등가 회전 관성은 0.0237 kgm^2 이 적용되었다. 따라서 단일 회전 관성에 대한 해석 모델을 고려하기 위해서 회전 관성이 큰 부품에 대하여 회전 속도를 일정하게 고정하여 회전 관성이 작은 부품이 회전 관성이 큰 부품으로 동기화 되도록 하였다. 즉 주변속(F4→F5단) 변속 시 허브의 회전 속도를 1,468 rpm으로 고정하여 상수로 입력하고, 5단 기어는 토크를 변수로 입력하여 동기화 전의 속도가 3,403 rpm이 되도록 입력하였다.

후진 8단에서 전진 8단으로 전/후진 변속할 때 허브에 대한 등가 회전 관성은 0.0127 kgm^2 를 사용하였으며, 전진 8단 기어(25T)에 대한 등가 회전 관성은 0.0513 kgm^2 이 사용되었다. 따라서 단일 회전 관성에 대한 해석 모델을 고려하기 위하여, 회전 관성이 큰 부품인 전진 8단 기어의 등가 회전 관성에 대하여 회전 속도를 일정하게 고정하여 회전 관성이 작은 부품인 허브의 등가 회전 관성이 큰 부품으로 동기화 되도록 하였다. 전/후진(R8→F8단) 변속 시 전진기어의 회전 속도를 3,652 rpm으로 고정하여 상수로 입력하고, 허브에는 토크를 변수로 입력하여 동기화 전의 속도가 -3,403 rpm이 되도록 입력하였다.

파워시프트 변속기 사용 환경에서 싱크로나이저의 동기화 시간에 영향을 미치는 요소로 습식 다판 클러치의 드래그 토크가 작용하게 된다. 주변속(F4→F5) 변속 시 허브의 등가 회전 관성이 5단 기어의 등가 회전 관성보다 더 크기 때문에(허브 회전 속도 고정) 회전 관성이 작은 5단 기어(43T)와 연결된 C1/C2 클러치의 드래그 토크가 동기화에 영향을 미친다. 다물체 동역학 모델에는 상대속도에 따라 계산된 습식 다판 클러치의 드래그 토크는 그림 3.22와 같은 형태로 입력되어 상대속도에 따라 계산되어 반영된다. 동기화되는 기어의 회전 속도에 기어비를 곱하여 계산된 상대속도에 따라 각각 2개의 드래그 토크가 회전체에 적용된다. 습식 다판 클러치로 인한 드래그 토크는 클러치 디스크와 플레이트의 상대속도에 따라 계산되어 고려되었다.

전/후진(R8-N-F8) 변속 시 전진기어(25T)의 등가 회전 관성이 허브의 등가 회전 관성보다 더 크기 때문에 회전 관성이 작은 허브와 연결된 C1/C2 클러치의 드래그 토크가 변속 동기화에 영향을 미친다. 동기화되는 허브와 연결된 C1/C2 클러치 카운터(counter) 축 기어의 회전 속도에 기어 비를 곱하여 계산된 상대속도에 따라 각각 2개의 드래그 토크가 회전체에 적용된다.

주변속과 전/후진 변속에 대한 다물체 동역학 해석 환경은 1초 동안 수행되었으며, 스텝은 1,000, 최대 시간 간격(maximum time step)은 1×10^{-3} , 공차(error tolerance)는 5×10^{-3} 를 사용하여 해석을 수행하였다.

3.3.3 이중 회전 관성을 고려한 싱크로나이저 동기화 시간 해석 모델

단일 회전 관성을 고려한 싱크로나이저 동기화 시간 해석 모델과 동일한 엔진속도 조건으로 주변속(F4→F5단) 변속(a)과 전/후진(R8→F8단) 변속(b)에 대하여 그림 3.17과 같이 각각 다물체 동역학 해석 모델을 개발하였다.

단일 회전 관성을 고려한 싱크로나이저 동기화 시간 해석 모델과 동일한 방법으로 구속조건인 물성치는 표 3.4, 조인트 구속 조건과 접촉 조건은 표 3.5와 표 3.6을 적용하였으며, 자유도는 11로 동일한 조건이었다. 경계조건인 변속 엑추에이터 출력축의 각 변위를 주변속(F4→F5단) 입력정보로 그림 3.20을, 전/후진(R8→F8단) 변속 입력정보로 그림 3.21을 적용하였다.

주변속(F4→F5단) 변속할 때, 허브에 대한 등가 회전 관성은 0.0403 kgm^2 , 5단 기어(43T)에 대한 등가 회전 관성은 0.0237 kgm^2 를 상수로 입력하였다. 그러나 단일 회전 관성에 대한 해석 모델과 달리, 이중 회전 관성에 대한 해석 모델을 고려하기 위하여 토크로 입력한 두 회전체에 대한 회전 속도를 고정하지 않았다. 즉, 주변속(F4→F5단) 변속 시 허브와 5단 기어에는 토크를 변수로 입력하여 동기화 전의 회전 속도가 각각 1,468 rpm와 3,403 rpm이 되도록 하였다.

전/후진(R8→F8단) 변속할 때, 허브에 대한 등가 회전 관성은 0.0127 kgm^2 , 전진 8단 기어(25T)에 대한 등가 회전 관성은 0.0513 kgm^2 를 상수로 입력하였다. 이중 회전 관성에 대한 해석 모델을 고려하기 위하여 주변속 해석 모델과 동일하게, 토크로 입력한 두 회전체에 대한 속도를 고정하지 않았다. 전/후진(R8→F8단) 변속 시 전진 기어와 허브에는 토크를 변수로 입력하여 동기화 전의 회전 속도가 각각 3,652 rpm와 -3,403 rpm이 되도록 입력하였다.

단일 회전 관성을 고려한 싱크로나이저 동기화 시간 해석과 달리 싱크로나이저의 동

기화 시간에 영향을 주는 요소로 4개의 습식 다판 클러치의 드래그 토크가 작용하게 된다. 주변속(F4→F5) 변속 시 5단 기어(43T)와 연결된 C1/C2 클러치의 드래그 토크와 허브와 연결된 C3/C4 클러치의 드래그 토크가 모두 동기화에 영향을 미친다. 다물체 동역학 모델에는 상대속도에 따라 계산된 습식 다판 클러치의 드래그 토크는 그림 3.22와 그림 3.23과 같이 테이블 형태로 입력되었다. 5단 기어와 허브의 회전 속도에 기어 비를 곱하여 계산된 상대속도에 따라 각 클러치의 드래그 토크가 적용 된다.

전/후진(R8-F8) 변속 시 동기화 시간에 영향을 주는 요소로 싱크로나이저 양단에 배치된 습식 다판 클러치의 드래그 토크가 작용하게 된다. 이중 회전 관성에 의한 영향을 고려하기 위하여, C1/C2와 C3/C4 클러치 드래그 토크를 모두 적용하였다. 허브와 연결된 C1/C2와 전진 기어(25T)와 연결된 C3/C4 클러치의 드래그 토크가 싱크로나이저 동기화에 영향을 미친다. 다물체 동역학 모델에는 상대속도에 따라 계산된 각 습식 다판 클러치의 드래그 토크는 그림 3.22와 그림 3.23과 같이 테이블 형태로 입력되었다. 전진 기어와 허브의 회전 속도에 기어 비를 곱하여 계산된 상대속도에 따라 4개의 드래그 토크가 적용 된다.

제 4 장 싱크로나이저의 해석 모델 검증

4.1 개요

싱크로나이저의 동기화 시간 예측(싱크로나이저 용량 선정), DC모터의 용량 선정, 제어 요구조건 제시 및 동특성 해석을 위한 해석 모델의 유효성을 검증하기 위하여 실차 시험을 수행하였다. 트랙터는 다양한 작업을 수행하는 기계이기 때문에 작업 속도 변경을 위해 싱크로나이저 변속시스템 작동 시 가장 가혹한 조건에서도 회전 관성(부하)를 극복하고 0.5초 이내의 빠른 변속과 정확한 위치 제어를 할 수 있어야 한다. 따라서 파워시프트 변속기 사용 환경에서 적절한 싱크로나이저와 변속 엑추에이터의 용량 선정이 중요하고, 용량 선정을 위해서는 정확한 싱크로나이저의 동기화 시간 예측이 중요하다. 변속 엑추에이터 출력축 토크를 측정하기 위한 스트레인게이지 I/O 인터페이스를 포함한 자료 수집 장치, 컴퓨터로 시험 장치를 구성하였다. 변속 엑추에이터 출력축에 대한 토크 측정 장치의 개념도를 그림 4.1에 나타내었다.

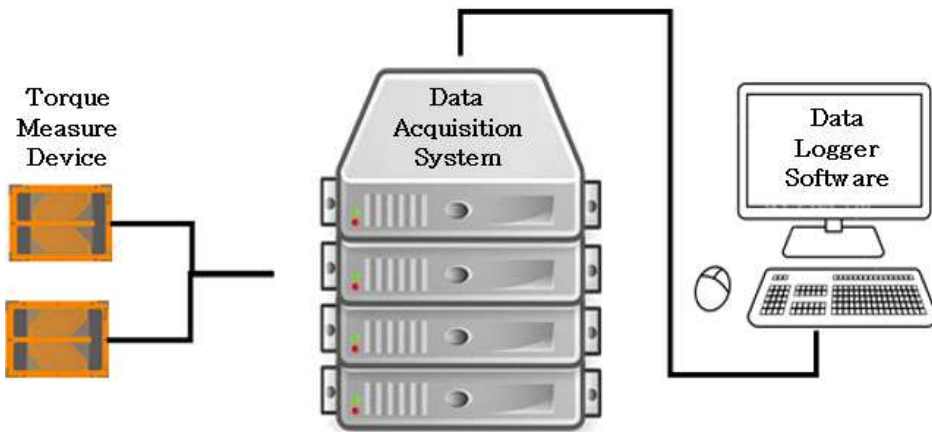


Fig 4.1 Measurement system for synchronizer shifting system.

4.2 시험 장치 및 교정

본 논문의 대상인 싱크로나이저 변속시스템은 주변속(4↔5단)과 전/후진(F↔R) 변속에 사용된다. 싱크로나이저 변속과정에 대한 동특성을 파악하기 위하여 변속 엑추에이터 출력축에 스트레인게이지를 부착하여 변속과정 중 발생하는 토크의 변화를 측정하였다. 토크 측정의 대상인 싱크로나이저 변속시스템의 사양은 표 4.1에 나타내었다.

Table 4.1 Specification of synchronizer shifting system

Items	Units	Specification
Gear Shift	Main gears	4 ↔ 5 gear
	F/R gears	F ↔ R gear
Travel of Gear-shift	Main gears	(±9) 18
	F/R gears	(±9) 18
Operating Angle	Rotating angle of shifting	-26 ~ +26
Input-shaft	Diameter of input shaft	12

4.2.1 시험 장치

각종 시험정보를 측정 및 저장할 수 있는 자료수집장치(data aquisition system, DAS)는 랩탑 컴퓨터와 직렬 포트로 송수신할 수 있는 GANTNER社의 Q-Brixx A107을 사용하였다. 실시간으로 시험데이터를 측정하기 위하여 데이터 수집 프로그램은 DEWETRON社의 DEWE 7을 사용하였다. 변속 액추에이터의 출력축 토크를 측정하기 위하여 토크 측정용 스트레인게이지 2개를 180° 간격으로 배치하여 풀 브리지(Full-Bridge)로 구성하였다. 토크 측정용 스트레인게이지의 각 개별 스트레인게이지가 45°를 유지하도록 하여 굽힘 모멘트의 영향을 최소화하였다. 스트레인게이지의 외부 충격을 완화하고 파손을 방지하기 위하여 표면을 코팅하였다. 스트레인게이지 부착 위치는 그림 4.2에 나타내었다.

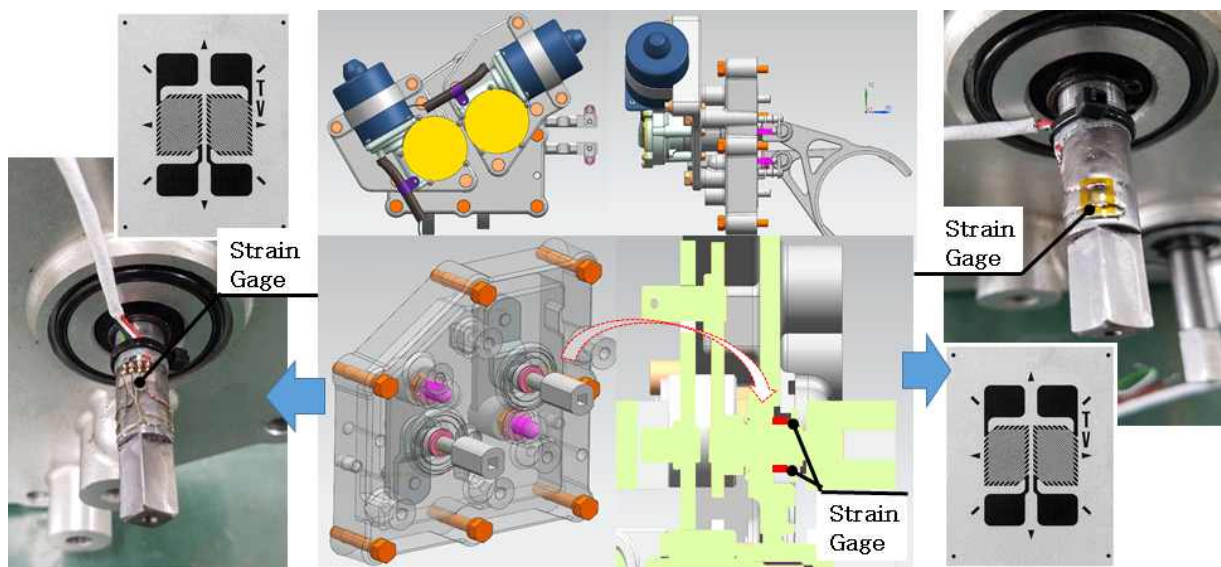


Fig. 4.2 Strain-gauge installation of the output-shaft of shift actuator.

본 논문에 사용된 스트레인게이지의 세부사양은 표 4.2와 같다. 변속을 위한 변속 엑추에이터 출력축 회전 시 다른 부품과 간섭이 없도록 충분한 거리와 공간을 확보하였다.

Table 4.2 Specification of strain-gauge

Items	Units	Specification
Manufacturer	-	Micro-Measurements
Model	-	EA-06-062TV-350
Type	-	Shear/Torque Pattern
Resistance	$\Omega \pm \%$	350 \pm 0.2
Gauge factor	%	2.040 \pm 0.5
Transverse sensitivity	%	+1.6 \pm 0.2
Gage length	mm	6.9
Grid width	mm	5.3
Strain range	%	3
Temperature range	°C	-75 ~ -175

4.2.2 교정 작업

변속 엑추에이터 출력축의 토크 측정 장치를 교정(calibration)하기 위하여 변속 엑추에이터 케이스에 연결된 변속링크를 트랙터에서 분리하여 그림 4.3과 같이 지그(jig)에 고정하였다. 변속 엑추에이터 출력축에 0.5 m 길이의 외팔보(cantilever)를 연결하여 0~28.7 Nm의 범위까지 무게를 순차적으로 증가 및 감소시키며 스트레인게이지 교정 작업을 수행하였다. 표 4.3과 같이 교정된 저울로 측정된 무게추를 약 9.8 N씩 순차적으로 증가/감소시키면서 출력되는 전압신호와 추의 무게를 비교하였다. 또한, 교정 작업 시 측정 오류를 감소시키기 위하여 3회 반복 측정하였다.

Table 4.3 Weight-torque conversion for calibration

No.	Weight(g)	Accumulated Weight(g)	Torque(Nm)
1	996.58	996.58	4.88
2	996.27	1992.85	9.77
3	995.61	2958.46	14.51
4	996.88	3925.34	19.25
5	956.88	4891.22	23.99
6	964.82	5856.04	28.71

스트레인게이지 교정 결과, 주변속과 전/후진 변속 액추에이터 출력축의 결정계수 (R-squared, R^2)의 값이 0.9997 이상으로 확인되었다.

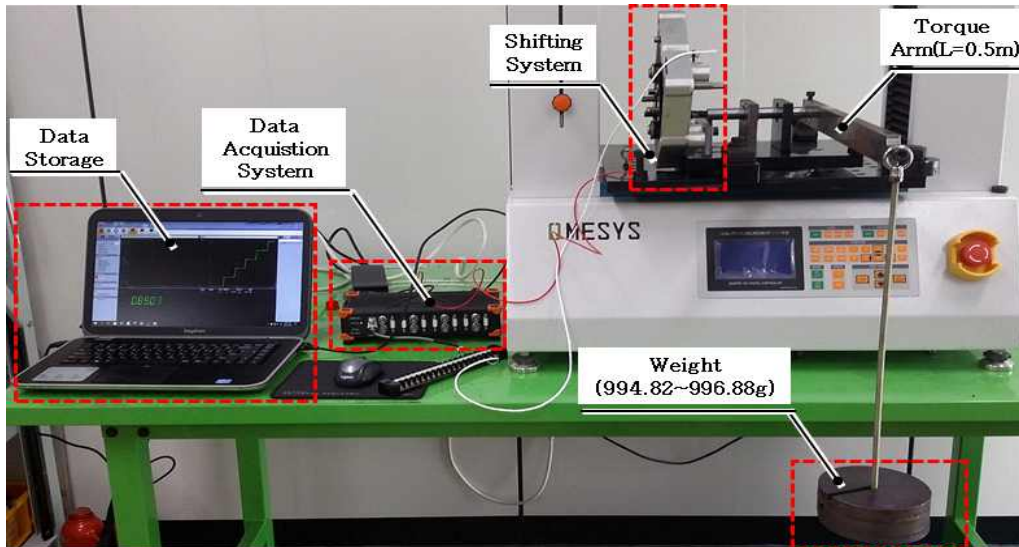
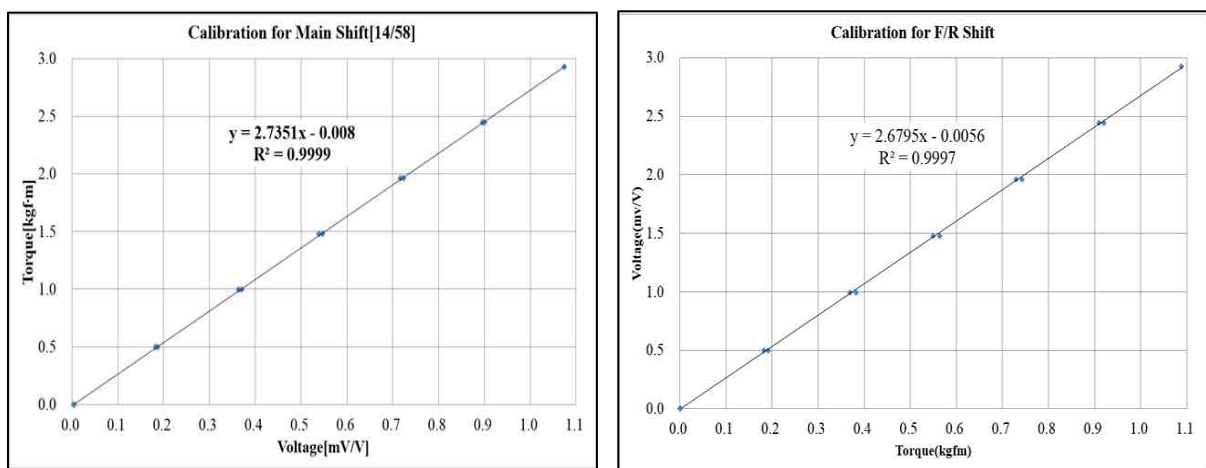


Fig 4.3 Calibration of input shaft torque.

주변속 변속 액추에이터 출력축과 전/후진 변속 액추에이터 출력축의 토크 교정을 위하여 외팔보에 추를 올려놓았을 때, 추의 무게와 스트레인게이지의 브리지회로에서 출력되는 전압과의 관계를 그림 4.4에 나타내었다.



(a) Main shaft(4/5) torque calibration

(b) F/R shaft(F/R) torque calibration

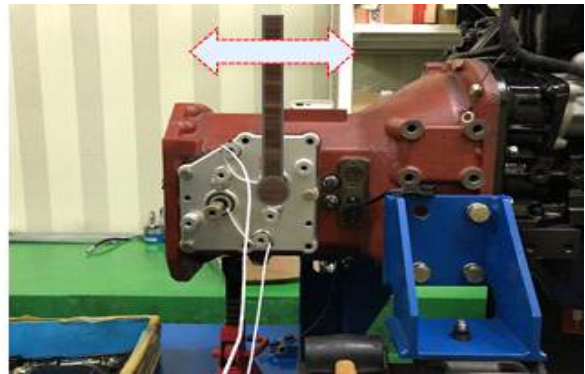
Fig 4.4 Torque calibration result of shift actuator shafts.

4.2.3 싱크로나이저 설계 변수

싱크로나이저 동기화 시간을 예측하기 위해서는 스프링 등 구성 부품에 대한 설계 변수를 알아야 한다. 다물체 동역학 해석 모델을 개발하기 위하여 해석 모델에 필요한 C형 스프링 상수와 코일 스프링 상수 등 설계 변수를 시험적으로 결정하였다.



(A) Test in removing coil spring

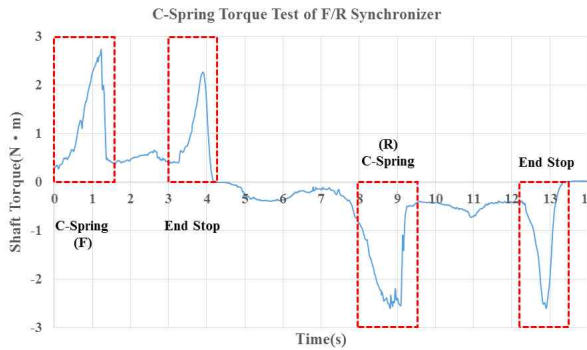


(B) Test method of spring constant

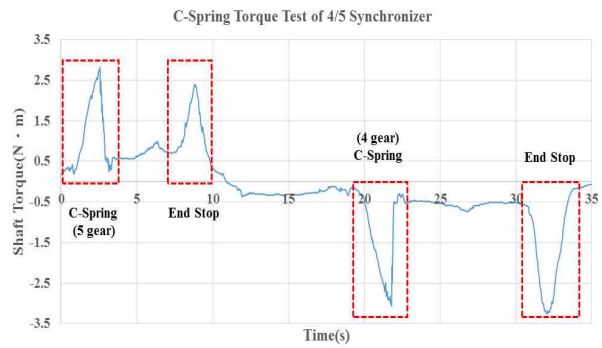
Fig 4.5 Test method of spring constant for synchronizer.

4.2.3.1 C형 스프링 상수 결정

전/후진 및 주변속만 조립된 파워시프트 변속기에서 싱크로나이저의 C형 스프링의 특성(스프링 상수, 초기 힘 등)을 파악하기 위하여 기어, C형 스프링 및 3개의 키가 설치된 싱크로나이저 세트, 변속 포크와 변속 레일이 조립된 상태에서 변속 시험을 수행하였다. 이때 엔진은 정지된 상태이며, 변속기 오일과 자체 잠김 장치인 스틸 볼 및 코일 스프링은 제거하였다. 변속 액추에이터 출력축과 연결된 DC모터를 제거한 후 별도로 제작된 레버를 연결하여 천천히 전진-중립-후진으로 완전히 변속이 이루어질 때까지 이동(변속)하였다. $-26^{\circ} \sim +26^{\circ}$ 로 총 15회 변속 시험을 수행하였다. 주변속 4단-5단 시험에 대해서도 동일한 방법으로 총 15회 반복 시험을 수행하였다. 그림 4.6은 C형 스프링만 설치된 상태에서 시험한 결과 중 하나를 나타낸 것이다. C형 스프링의 압축력에 의해 키를 슬리브의 홈으로 밀어 올려 슬리브가 축 방향으로 이동 시 발생하는 변속 액추에이터 출력 축의 토크값을 측정하였다. 측정된 전/후진과 4단-5단 변속 토크 이외에 변속 레버의 조작력이 과도하여 엔드 스톱(end stop)에 기인한 토크가 추가로 측정되었다. 싱크로나이저에 사용된 C형 스프링은 주변속과 공용품으로 전/후진 변속과 시험 조건은 동일하다. 각각 15번 수행한 전/후진 및 4단-5단 변속 시험의 최대 크기에 대한 평균값은 각각 약 2.59 Nm와 2.75 Nm로 유사한 수준이었다.



(a) Test result of F/R synchronizer

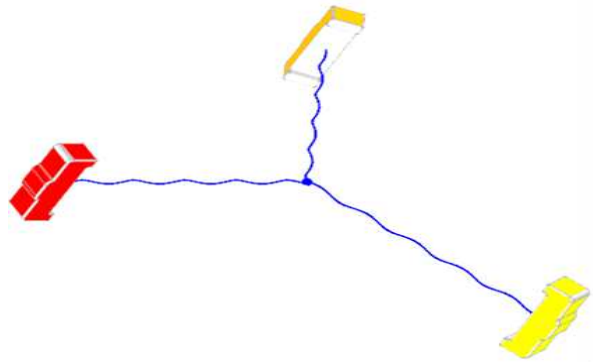


(b) Test result of 4/5 synchronizer

Fig 4.6 Test result of C-spring torque of synchronizer.



(a) C-spring of synchronizer

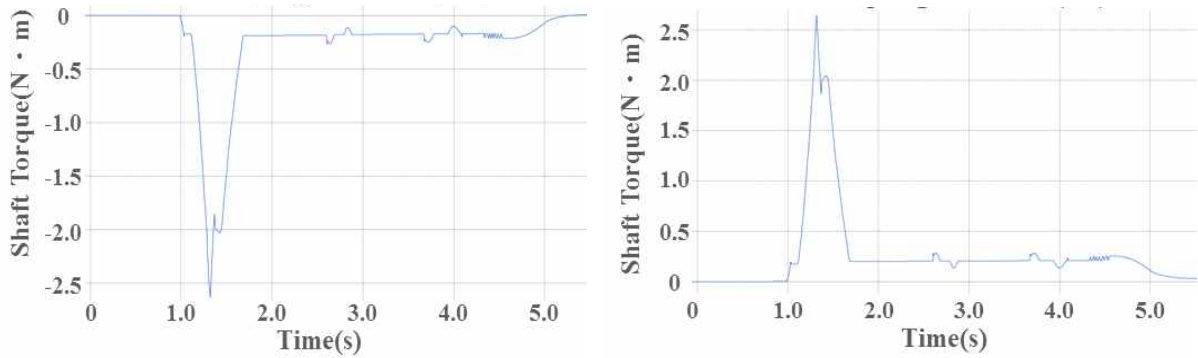


(b) Coil spring for simulation

Fig 4.7 Spring of MBDS modeling for synchronizer.

시험을 통하여 측정된 토크를 이용하여 C형 스프링 상수를 추정하였다. 싱크로나이저에 대하여 실물과 유사한 다물체 동역학 모델을 생성하였으며, C형 스프링의 경우 그림 4.7과 같이 코일 스프링으로 대체하여 모델링을 수행하였다. 스프링 상수와 초기 변위를 변경해 가며 전/후진 및 4단-5단 변속 해석을 수행하였다. 해석에서 얻어진 변속 액추에이터 출력축에서 최대 토크값을 시험값과 비교하는 방법으로 스프링 상수를 유추하였다. 그림 4.8은 C형 스프링만 적용한 상태에서 해석 결과를 보여준다. 변속 해석 시 시험과 동일한 원리로 작동되며, C형 스프링 대신 적용한 코일 스프링의 압축력에 의해 키를 슬리브의 홈에 밀어 올려 슬리브가 축 방향으로 이동 시 발생하는 변속 액추에이터 출력축의 토크를 얻을 수 있었다. 전/후진 및 4단-5단 변속 해석 조건은 동일하며, 변속 액추에이터 출력축의 최대 토크는 각각 약 2.63 Nm와 2.64 Nm로 최대

토크에 대한 시험 결과와의 오차는 각각 1.69%, 3.58%이었다. 그러나 동역학 해석에서는 엔드 스톱에 기인한 토크가 나타나지 않았다. 이는 변속 해석 시 이상적으로 변속거리를 설정하여 엔드 스톱과 접촉하지 않도록 모델링을 수행했기 때문이다.



(a) Validation of F/R C-spring

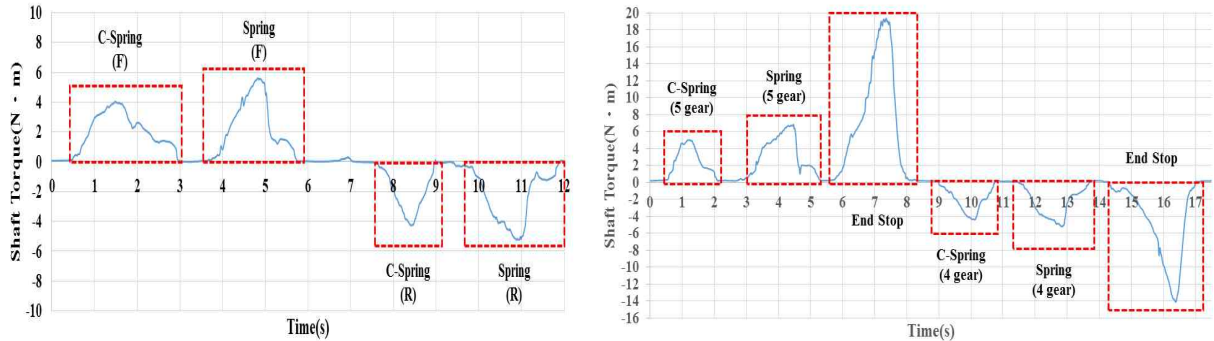
(b) Validation of 4/5 C-spring

Fig 4.8 MBD simulation result of C-spring of synchronizer.

4.2.3.2 코일 스프링 상수 결정

C형 스프링 상수 결정과 동일한 방법으로 스틸 볼과 코일 스프링, 변속 레일의 홈으로 구성된 그림 2.18의 자체 잠김 장치에 사용된 코일 스프링 상수 결정을 위한 시험을 수행하였다. 앞에서 C형 스프링 특성(스프링 상수 및 스프링 변형량)을 결정했기 때문에 C형 스프링이 설치된 상태에서 추가적으로 자체 잠김 장치에 사용된 코일 스프링을 적용 후 시험하였다. 앞에서 결정된 C형 스프링 상수가 적용된 상태에서 코일 스프링 상수와 변형량을 변경해가며 다물체 동역학 해석을 수행하였으며, 변속 액추에이터 출력축의 토크를 시험 결과와 비교하여 스프링의 특성을 파악하였다. 그림 4.9는 C형 스프링과 코일 스프링 등 싱크로나이저의 모든 부품이 설치된 상태에서의 시험 결과를 보여준다. 스프링의 초기 압축력에 의해 스틸 볼을 변속 레일의 홈으로 밀어 내리고 있으며, 변속을 위해 슬리브를 축 방향으로 이동 시 스틸 볼은 변속 레일의 경사면을 따라 스프링을 더 압축시킨다. 따라서 압축된 코일 스프링은 변속 액추에이터 출력축에서 더 큰 토크를 발생시킨다. 전/후진 변속 시험에서는 엔드 스톱 토크가 발생하지 않았으며, 4단-5단 변속 시험에서는 큰 엔드 스톱 토크가 발견되었다. 싱크로나이저의 C형 스프링과 자체 잠김 장치의 코일 스프링은 각 위치에 따라 순차적으로 출력축 토크에 영향을 준다. 코일 스프링은 공용품으로 4-5단 변속 시험과 전/후진 변속 시험의 조건은 동일하다. 각각 15번 수행한 전/후진과 4-5단 변속 시험의 최대 토크 크기에 대한 평균

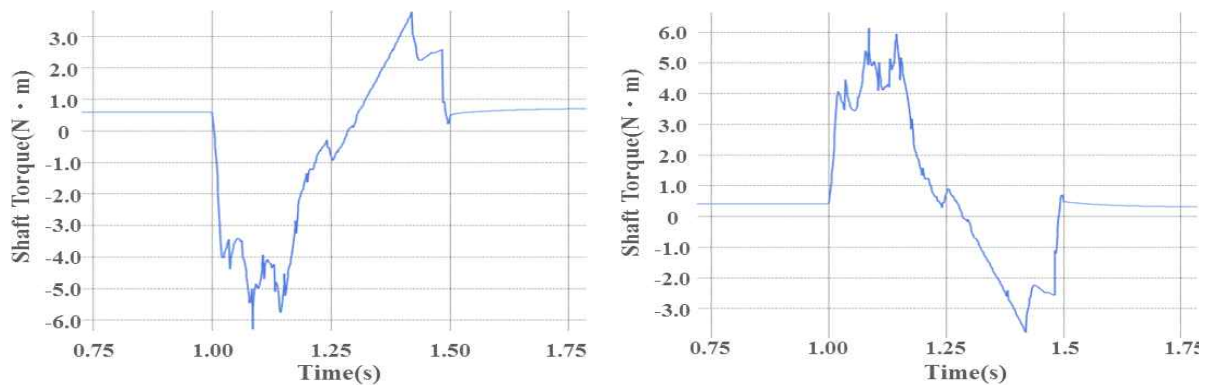
값은 각각 5.47 Nm와 5.99 Nm 이었다.



(a) Springs torque test of F/R synchronizer (b) Springs torque test of 4/5 synchronizer

Fig 4.9 Test result of spring/C-spring torque of F/R & 4/5 synchronizer.

스프링 상수와 초기 변위를 변경해 가며 전/후진 및 4/5단 변속 해석을 수행하였다. 해석에서 얻어진 변속 액추에이터 출력축의 최대 토크를 시험값과 비교하는 방법으로 스프링 상수를 유추하였다. 그림 4.10은 C형 스프링을 포함하여 모든 부품을 적용한 상태에서 해석한 결과를 나타낸 것이다. 전/후진과 4/5단 변속 해석 조건은 동일하며, 변속 액추에이터 출력축의 최대 토크는 각각 5.70 Nm와 5.72 Nm로 최대 토크에 대한 시험 결과와의 오차는 각각 4.12%, 4.43%이다. 다물체 동역학 해석에서 엔드 스톱에 기인한 토크가 나타나지 않았으며, 이는 변속 해석 시 이상적으로 변속거리를 설정하여 엔드 스톱과 접촉하지 않았기 때문이다.



(a) Validation of F/R C-spring & spring (b) Validation of 4/5 C-spring & spring

Fig 4.10 Simulation result of C-spring & spring of synchronizer.

4.2.4 설계 변수 결정

본 논문에서 스프링 상수를 결정하기 위하여 시험 결과와 해석 결과에 대한 토크 오차를 5% 이내가 되도록 스프링 상수값을 결정하였다. 또한 전/후진과 4/5단 변속에는 동일 사양의 스프링과 부품이 사용되므로 같은 상수를 사용하였다. 본 연구에서 설정한 두 부품의 스프링 상수(K)와 코일 스프링의 초기 압축 길이는 실제 변속 액추에이터 출력축에서 측정된 토크값과 다물체 동역학 해석 모델의 해석값이 유사하도록 추정된 값으로 실제 스프링 사양과는 다를 수 있다. 상기의 방법을 통하여 선정된 스프링 상수와 설치된 상태에서의 스프링 길이는 표 4.4와 같다.

Table 4.4 Design parameters of target synchronizer

Items	Spring constant	Installed length
Units	N/mm	mm
C Spring	6.00	6.1
Coil Spring	28.44	6.2

4.3 실차 변속 시험

싱크로나이저 동기화 시간 예측의 목적은 적절한 용량의 싱크로나이저 선정과 이에 맞는 변속 액추에이터의 용량을 결정하기 위함이다. 따라서 싱크로나이저 변속 액추에이터 출력축에 스트레인게이지를 부착하여 토크를 측정하였다.

측정된 토크를 기반으로 주변속과 전/후진 변속에 대한 가장 큰 토크가 발생하는 변속 조건을 선정하였다. 선정된 변속 조건에서 개발된 다물체 동역학 해석 모델을 이용하여 다양한 운전 조건에서 변속 시 변속 액추에이터 출력축의 토크와 싱크로나이저 변속시스템의 동특성을 파악하였다.



Fig 4.11 Target tractor for test.

4.3.1 시험 조건

교정이 완료된 변속 액추에이터 출력축 토크 측정 장치를 실제 운전이 가능한 트랙터에 설치하여 변속 시험을 수행하였다. 변속시스템의 동적 거동을 확인하기 위하여 액추에이터 출력축에 부착된 스트레인게이지와 변속 레일과 연결된 위치센서 (potentiometer)를 이용하여 입력인 변속 액추에이터의 토크와 출력인 변속 레일의 각 변위를 각각 측정하였다. 위치센서의 사양은 표 4.6에 나타내었다.

Table 4.5 Specification of potentiometer

Items	Units	Value
Sensor	-	Potentiometer
Manufacturer	-	KI WON ELECTRONICS
Model	-	TR750
Resistance	Ω	350 ± 0.2
Range	%	3

실차 구동 시험을 수행한 이유는 본 논문의 연구 대상인 파워시프트 변속기의 경우, 싱크로나이저 전/후단에 복수의 습식 다판 클러치가 배치되어 있으며, 변속 시 이 습식 다판 클러치들로 인한 드래그 토크가 싱크로나이저 동기화에 영향을 미치기 때문이다. 구동 시험 시 변속기 내부 회전부품과 후륜의 회전력을 통하여 습식 다판 클러치의 드

래그 토크는 실차조건과 유사하게 반영되었으며, 해제된 습식 다판 클러치로 인하여 차량의 주행 관성이 싱크로나이저 동기화에는 영향을 미치지 않기 때문에 동일한 결과를 얻을 수 있다. 따라서 실차 시험은 실내 시험실에서 후륜을 든 상태(무 부하)로 수행되었다. 변속 조건과 엔진 회전 속도에 따라 변속 액추에이터 출력축의 토크 변화와 싱크로나이저 변속 특성을 파악하기 위하여 주변속 시험(전진4↔5단) 및 전/후진 시험(F8↔R8)을 수행하였다. 각 시험은 엔진속도 850 rpm, 2,350 rpm에 대하여 각각 5번 이상의 반복 시험을 수행하였다. 상세 실차 시험 조건은 표 4.6과 같다.

Table 4.6 Test Case of Power-shift

Engine Speed	Main		F/R	
	F4-N-F5	F5-N-F4	R8-N-F8	F8-N-R8
850 rpm	O	O	O	O
2,350 rpm	O	O	O	O

4.3.2 주변속(4↔5단) 변속 시험

(1) 상향(upshift, 4→5단) 변속 시험

엔진 공회전 속도(850 rpm)에서 전진 4단에서 5단으로 상향 변속을 5회 반복 시험하였다. 시험 결과, 상향 변속 시 더블 범프(double bump)가 5회 반복 시험 중 3회 발생하였다. 그림 4.12는 엔진 공회전 속도에서 전진 4단에서 전진 5단 변속 시험 결과를 나타낸 것이다. 약 0.37초에 8.48 Nm의 4단 변속해제 토크가 나타난다. 이것은 변속해제 시 마찰력과 기어와 슬리브 스플라인에 임의의 기어 빠짐(gear jumping-out)을 방지하기 위하여 가공한 역 사면 경사각도(back rake angle) 때문에 나타나는 현상이다. 또한 상향 변속 시 중립구간에서 오버슈트가 발생하지 않았다. 전/후진 변속과 달리 주변속 4-5단 혹은 5-4단 변속에서 오버슈트가 나타나지 않는 이유는 주변속 변속 시 중립상태에서 정지하지 않고 4단 혹은 5단 변속으로 중립 위치 제어 없이 바로 이동하기 때문이다. 약 0.52초에 동기화가 완료되었기 때문에 최대 토크 21.48 Nm가 발생하였으며, 약 0.55초에 더블 범프에 기인한 토크(14.04 Nm)가 발견되었다. 이것은 4단에서 5단 변속 시 허브와 연결된 블라커 링과 이너 링, 기어와 연결된 싱크로나이저 링의 회전토크(첵퍼 접촉)의 영향으로 정열된 상태에서 슬리브와 기어 스플라인 이의 동적 위치(dynamic position)에 따라 달라진다. 더블 범프는 변속 시 항상 발생하는 것은 아니며, 마찰 링(friction ring) 간의 동적위치에 따라 발생여부가 결정된다. 약 0.69초에 엔드 스톱에 기인한 토크(11.39 Nm)가 발견되었다.

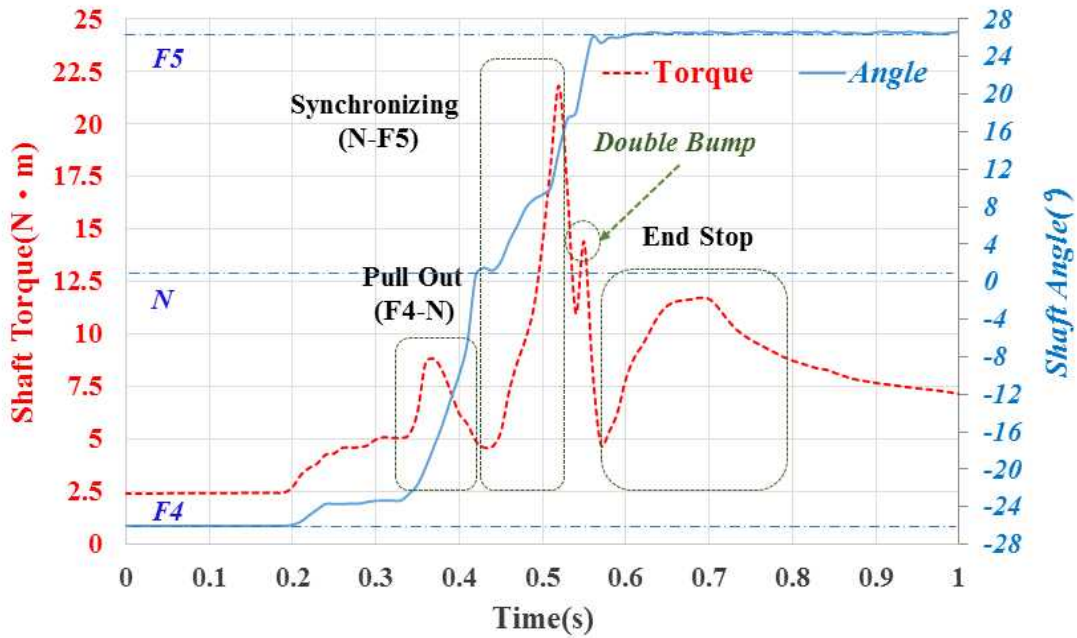


Fig 4.12 Test result of F4-F5 shift at 850 rpm.

엔진 최대회전 속도(2,350 rpm)에서 전진 4단에서 5단 상향 변속 시험을 5회 반복하였다. 시험 결과, 전진 4단에서 전진 5단 변속 시 더블 범프는 한 번도 발견되지 않았다. 또한 엔드 스톱에 기인한 토크가 반복 시험에서 지속적으로 나타났으며, 엔진 공회전 속도(850 rpm) 시험 보다 변속 액추에이터 출력측에서 동기화에 기인한 토크가 평균 37% 정도 크게 나타났다. 엔진 최대속도에서 전진 4단에서 전진 5단의 결과를 그림 4.13에 나타내었다. 약 0.38초에 전진 4단 변속해제에 의한 토크(9.02 Nm)가 나타났다. 이는 공회전 속도에서와 같은 이유로 마찰력과 역 사면 경사각도에 기인한다. 또한 공회전 속도와 동일한 이유로 중립구간에서 오버슈트가 발생하지 않았다. 약 0.55초에 싱크로나이저 동기화가 완료되었으며, 이때 최대 토크는 30.01 Nm이 발생하였다. 약 0.7초에 엔드 스톱에 기인한 토크(9.28 Nm)가 나타났다.

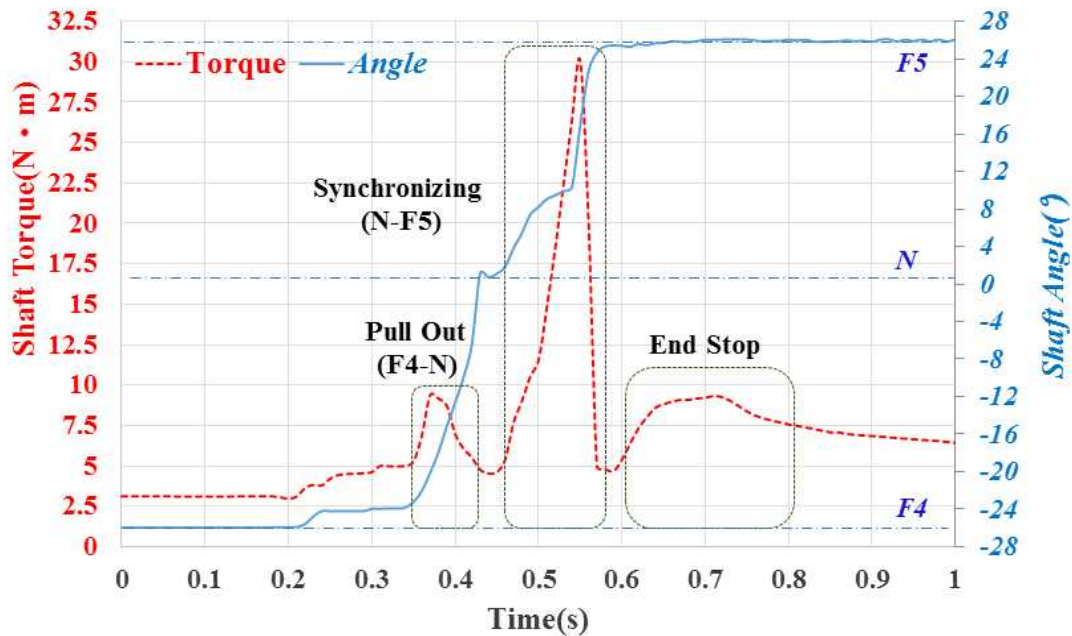


Fig 4.13 Test result of F4-F5 shift at 2,350 rpm.

(2) 하향(downshift, 5→4단) 변속 시험

엔진 공회전(850 rpm) 속도에서 전진 5단에서 4단 하향 변속 시험을 5회 반복하였다. 하향 변속 시험 결과, 더블 범프가 4번 발견되지만 모두 싱크로나이저 동기화에 기인한 토크의 50% 이하로 변속 품질에 영향을 미칠 수 있는 수준은 아니었다. 또한, 엔드 스톱에 기인한 토크는 동기화에 기인한 변속 액추에이터 출력축의 토크의 50% 수준이었다. 수동 변속기의 경우에는, 일정 이상의 엔드 스톱에 기인한 토크가 변속의 절도감을 주어 변속 품질에 유리하지만, 본 논문에서는 DC모터를 이용하여 변속을 수행하기 때문에 변속 품질과 관련이 없다. 그러나 DC모터의 부하 및 수명 등의 관점에서 볼 때 엔드 스톱에 기인한 토크가 없거나 작은 것이 이상적이다. 엔진 공회전 속도에서 전진 5단에서 전진 4단의 변속 시험 결과를 그림 4.14에 나타내었다. 그림에서 약 0.35초에 전진 5단 변속해제에 기인한 토크가 0.38 Nm로 표시되었다. 상향 변속(4→5단)과 동일한 이유로 중립구간에서 오버슈트가 발생하지 않았다. 약 0.51초에 싱크로나이저 동기화가 완료되어 최대 토크 -14.84 Nm가 발생하였다. 약 0.55초에는 더블 범프에 기인한 토크(-1.61 Nm)가 발견되었다. 슬리브에 가공된 엔드 스톱에 기인한 토크가 0.68초에 -7.75 Nm 로 발견되었다.

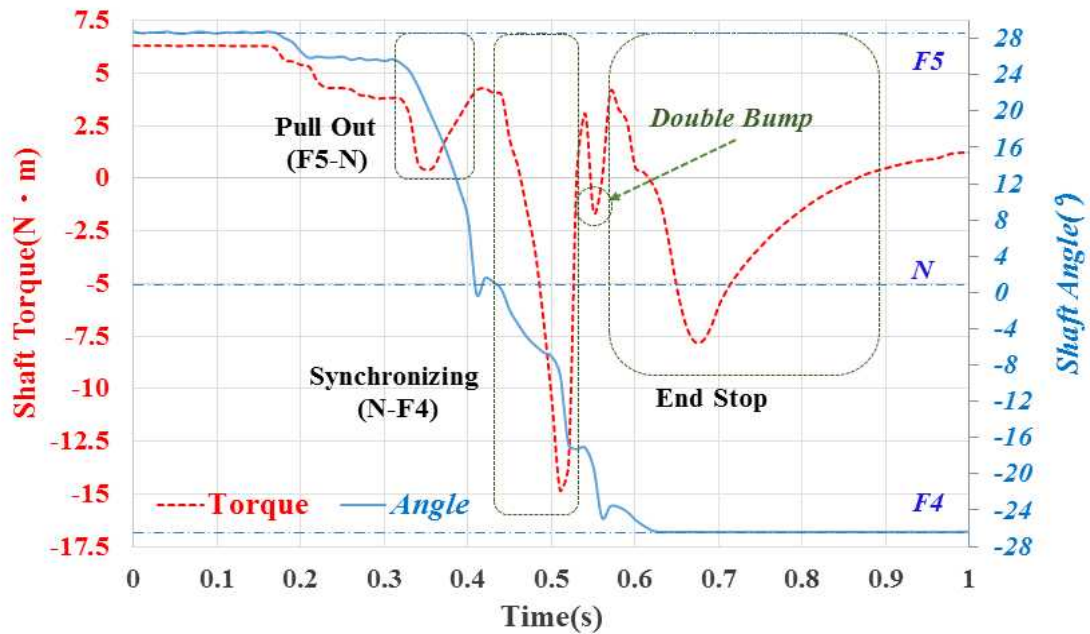


Fig 4.14 Test result of F5-F4 shift at 850 rpm.

엔진 최대 회전 속도(2,350 rpm)에서 전진 5단에서 4단으로 하향 변속 시험을 5회 반복하였다. 5회의 하향 변속 시험 동안, 더블 범프는 발견되지 않았다. 또한, 공회전에서 하향 변속 시험할 때보다 변속 액추에이터 출력축에서 싱크로나이저 동기화에 기인한 토크가 평균 65.8% 정도 크게 나타났다. 이는 엔진 회전 속도가 증가하여 기어와 허브의 상대회전 속도가 커지기 때문에 그에 따라 마찰에 의해 더 많은 에너지를 소실시키기 위해서 더 큰 축 방향 힘이 필요하기 때문이다. 또한 주변속 하향 변속 대비 상향 변속의 변속 액추에이터 출력축의 최대 토크가 엔진 공회전 속도에서 37.4%, 최대 속도에서 13.8% 크게 나타났다. 이는 변속 시 연결된 회전 관성의 크기와 상대 회전 속도의 영향으로 싱크로나이저의 슬리브에 작용하는 힘이 증가하였음을 의미한다. 약 0.35초에 전진 5단 변속해제에 기인한 변속 액추에이터 출력축 토크가 0.33 Nm 발생하였다. 주변속 상향 혹은 하향 변속과 동일한 이유로 중립구간에서 오버슈트가 발생하지 않았다. 그림 4.15를 보면, 약 0.54초에 싱크로나이저 동기화가 완료되었으며, 이때 변속 액추에이터 출력축에 최대 토크 -25.40 Nm가 발생하였다. 슬리브에 가공된 엔드 스톱에 기인한 토크는 약 0.69초에 나타났다.

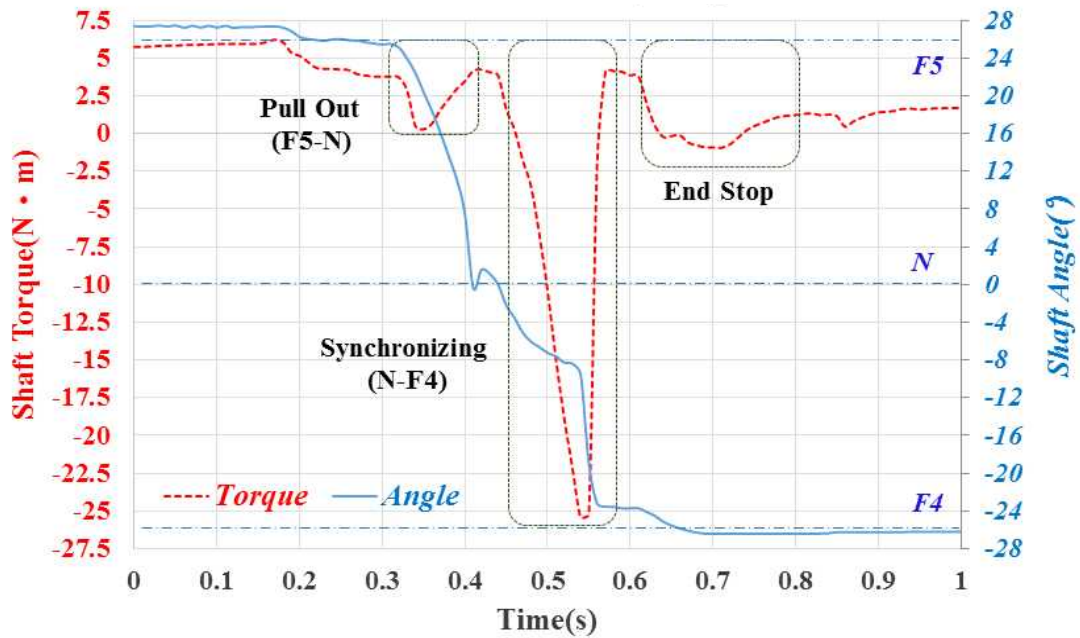


Fig 4.15 Test result of F5-F4 shift at 2,350 rpm.

4.3.3 전-후진 변속 시험

(1) 방향 전환(F8→R8단) 변속 시험

엔진 공회전 속도(850 rpm)에서 전진 8단에서 후진 8단 전/후진 변속 시험을 5회 반복하였다. 시험 결과 전/후진 변속 시 더블 범프는 발견되지 않았다. 그림 4.16에 전진 8단에서 후진 8단의 시험 결과를 나타내었다. 약 0.22초에 후진 8단 기어 해체에 기인한 변속 액추에이터 출력축 토크가 -1.54 Nm 의 크기로 발생하였다. 주변속과 동일하게 슬리브와 기어의 스플라인에 가공된 역 사면 경사각도에 의해 발생한 것이다. 전/후진 변속의 경우, 급격한 속도변화에 따른 변속 충격 발생을 감소시키고 안전사고를 방지하기 위한 목적으로 일정시간 중립변속 구간을 갖게 한다. 전진에서 중립으로 변속을 해제하여 일정시간 지연시키면 회전 속도가 감소하여 싱크로나이저 동기화에 유리해진다. 또한, 싱크로나이저 변속 완료 후 습식 다판 클러치 체결로 전체 변속이 완료될 때 차량 속도가 급격히 변화하는 것을 방지할 수도 있다. 이러한 목적으로 일정속도 이상의 전/후진 변속에는 중립변속 제어를 수행하거나 변속을 제한한다. 따라서, 전진에서 후진으로의 변속 중 약 0.37초에 중립구간을 두었으며, 약 -1.24 Nm 의 오버슈트가 발생하였다. 약 0.64초에 싱크로나이저 동기화가 완료되며 변속 액추에이터 출력축에서 최대 토크 -21.02 Nm 가 발생하였다. 또한, 약 0.81초에 엔드 스톱에 기인한 토크(-2.06 Nm)가 발견되었다.

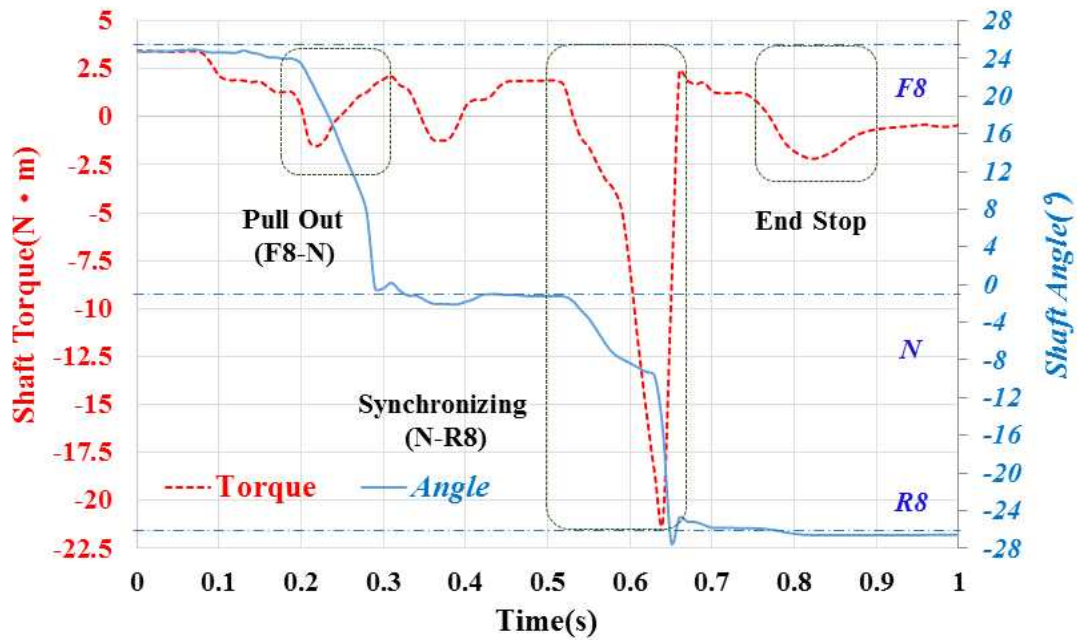


Fig 4.16 Test result of F8-N-R8 shift at 850 rpm.

엔진 최대 회전 속도(2,350 rpm)에서 전진 8단에서 후진 8단으로 전/후진 변속 시험을 5회 반복하였다. 시험 결과, 전/후진 변속 시 5회의 반복 시험 동안 더블 범프는 발견되지 않았다. 반복 시험 중 엔드 스톱에 기인한 토크가 3번 발견되었다. 엔진 공회전 속도에서 전/후진 변속 시험을 수행할 때보다 엔진 최대속도에서 동기화를 위한 변속 액추에이터 출력축 토크가 39.2% 정도 크게 나타났다. 그림 4.17을 보면 약 0.27초에 전진 8단 변속해제에 기인한 변속 액추에이터 출력축 토크가 -1.95 Nm 발생하였다. 주 변속 시험과 동일하게 슬리브와 기어의 스플라인에 가공된 역 사면 경사각도에 의해 발생한 것이며, 임의의 기어 빠짐을 방지하는 기능을 한다. 변속 충격 감소 및 안전을 위하여 중립제어를 수행하며, 중립구간인 0.42초에 약 -1.08 Nm 의 오버슈트가 발생하였다. 약 0.75초에 싱크로나이저 전/후진 변속 동기화가 완료되었으며 이때 최대 토크 -28.37 Nm 이 발생하였다.

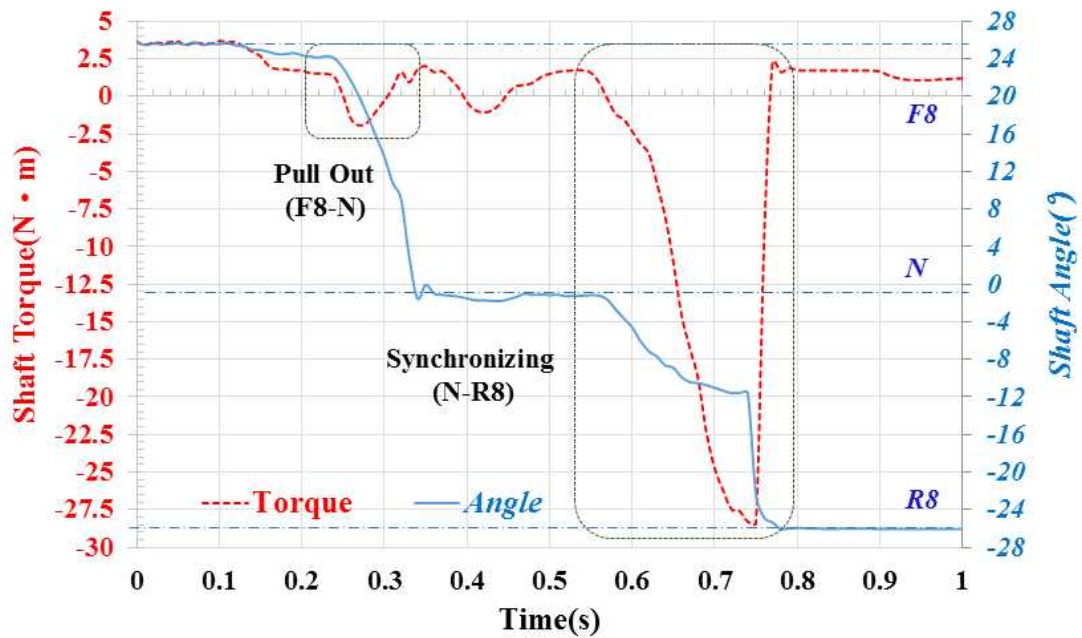


Fig 4.17 Test result of F8-N-R8 shift at 2,350 rpm.

(2) 방향전환(R8→F8단) 변속 시험

엔진 공회전 속도(850 rpm)에서 후진 8단에서 전진 8단 방향전환 변속 시험을 5회 반복하였다. 전/후진 반복 시험 결과, 더블 범프에 기인한 토크는 발견되지 않았다. 그림 4.18을 보면, 후진 8단 변속해제로 인한 토크가 0.3초에 5.57 Nm로 나타났다. 전/후진 변속 시 변속 충격 개선을 위해 중립변속 구간이 존재하기 때문에 전진에서 후진 변속과 동일하게 중립구간인 0.44초에 약 2.86 Nm의 오버슈트가 발생하였다. 약 0.72초에 싱크로나이저 동기화가 완료되었으며, 이때 최대 토크 23.20 Nm가 발생하였다. 또한, 엔드 스톱에 기인한 토크가 0.88초(5.6 Nm)에 발견되었다.

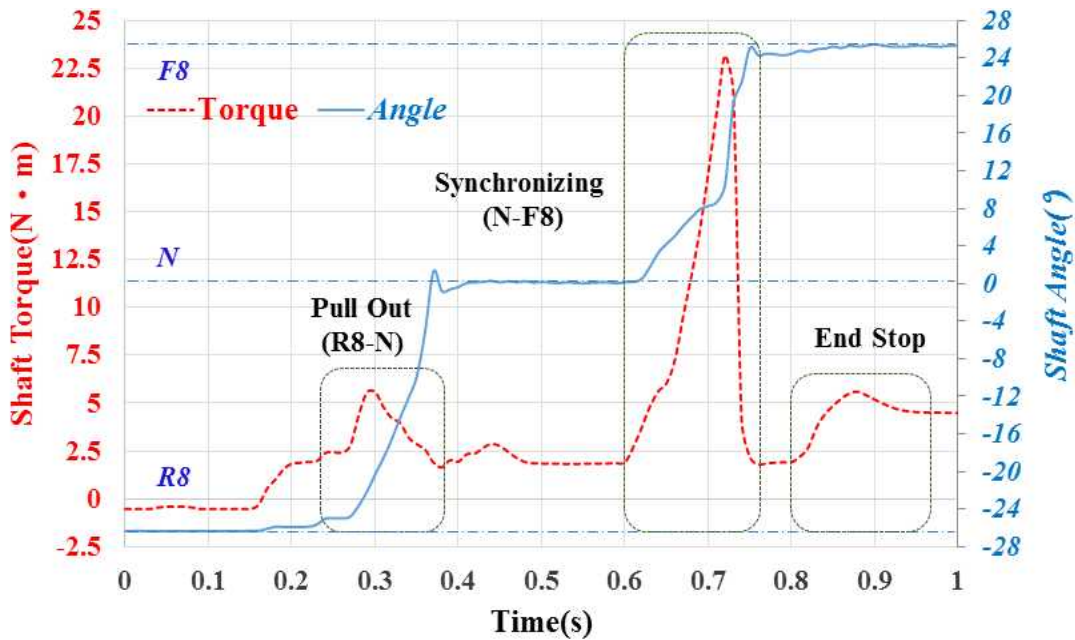


Fig 4.18 Test result of F8-N-R8 shift at 850 rpm.

엔진 최대 속도(2,350 rpm)에서 후진 8단에서 전진 8단 전/후진 변속 시험을 5회 반복하였다. 반복 시험 결과, 전/후진 8단 변속 시 더블 범프는 발견되지 않았다. 또한, 엔드 스톱에 기인한 토크가 5회 반복 시험 중 3회 발견되었다. 공회전 속도 시험 보다 최대 속도에서 전/후진 변속 시험할 때 싱크로나이저 동기화를 위한 변속 액추에이터 출력축 토크가 평균 42.92% 정도 더 크게 나타났다. 이는 엔진 회전 속도가 증가하면 각 기어와 허브의 회전 속도도 같이 증가하지만, 회전방향이 반대이므로 두 부품 간 상대회전 속도가 더욱 커지게 된다. 따라서 회전 관성과 마찰계수, 싱크로나이저 유효반경 등 설계인자가 동일할 경우, 동기화 시간이 같으면 슬리브에 작용하는 축 방향 하중이 커지게 되어 결과적으로 변속 액추에이터 출력축의 토크가 커지게 된다. 전진→후진 변속보다 후진→전진 변속에 대한 변속 액추에이터 출력축 토크가 17.35%(850 rpm), 14.27%(2,350 rpm) 더 크게 나타난 이유는 방향전환 변속 시 기어와 허브에 연결된 회전 관성이 영향을 미치기 때문이다. 임의의 기어 빠짐을 방지하기 위하여 슬리브와 기어의 스플라인에 가공한 역 사면 경사각도에 의해 약 0.15초에 후진 8단 변속해제에 기인한 토크(5.7 Nm)가 발생하였다. 전→후진 변속과 동일한 이유로 변속 충격 저감과 안전을 위하여 중립변속을 거치기 때문에 중립구간인 0.3초에 약 3 Nm의 오버슈트가 발생하였다. 약 0.63초에 싱크로나이저 동기화가 완료되었으며, 이때 최대 토크 33.29 Nm가 발생하였다. 그림 4.19는 전진 8단에서 후진 8단으로 변속할 때 변속 액추에이터 출력축 토크와 출력축 각도의 변위를 나타낸 것이다.

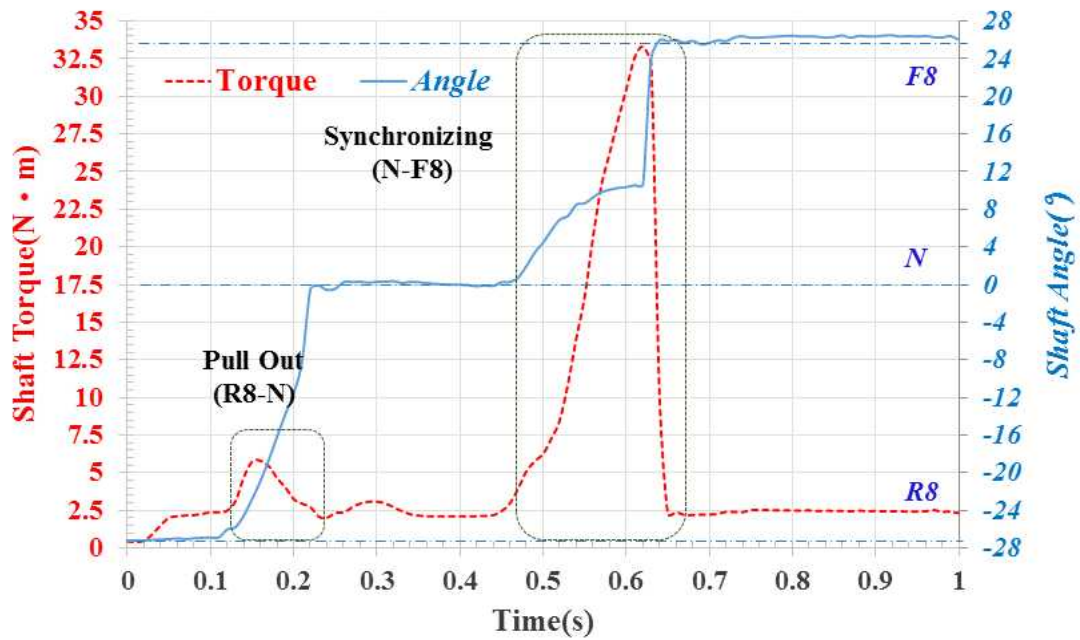


Fig 4.19 Test result of R8-N-F8 shift at 2,350 rpm.

변속을 수행할 때 변속 액추에이터 출력축에 걸리는 토크는 표 4.7에 정리하였다. 실차 변속 시험 결과, 주변속 및 전/후진 변속 시험에 대해 변속 액추에이터 출력축의 최대 토크는 전진 4단에서 5단 변속 시 29.68 Nm, 후진 8단에서 전진 8단 변속 시 33.29 Nm로 나타났다. 각 시험 데이터의 분산과 표준 편차를 통해 반복 시험이 오차 범위 내에서 동일한 결과를 나타내는 것을 확인할 수 있었다.

Table 4.7 Input shaft torque of gear shift

Gears	F4→F5(Nm)		F5→F4(Nm)		R8→N→F8(Nm)		F8→N→R8(Nm)	
	850rpm	2,350rpm	850rpm	2,350rpm	850rpm	2,350rpm	850rpm	2,350rpm
1	21.07	29.60	14.84	25.40	23.20	32.61	21.02	28.37
2	21.89	29.36	15.51	24.80	23.14	32.91	19.23	29.29
3	21.48	28.37	15.04	25.01	24.80	32.61	20.43	28.14
4	20.91	29.66	16.49	26.27	22.92	32.61	19.59	29.24
5	21.47	29.68	15.90	27.44	23.75	33.21	20.12	28.43
Variance	0.15	0.31	0.45	1.17	0.58	0.07	0.49	0.29
STD	0.38	0.55	0.67	1.08	0.76	0.27	0.70	0.54
Average	21.37	29.33	15.55	25.78	23.56	32.79	20.08	28.69

시험 결과를 기반으로 변속 동특성 확인을 위하여 다물체 동역학 해석 모델은 R8-N-F8과 F4-F5 변속의 최대 엔진속도 조건(2,350 rpm)을 기준으로 검증하였다.

4.4 해석 모델의 유효성 검증

변속시스템에 대한 다물체 동역학 해석 모델의 유효성을 검증하기 위하여 실차 시험에서 얻은 변속 액추에이터 출력축의 회전 변위를 해석 모델의 입력정보로 사용하였다. 해석을 통해 변속 액추에이터 출력축의 토크와 실차 시험에서 얻은 변속 액추에이터 출력축의 토크를 비교하여 변속시스템 해석 모델의 유효성을 검증하였다.

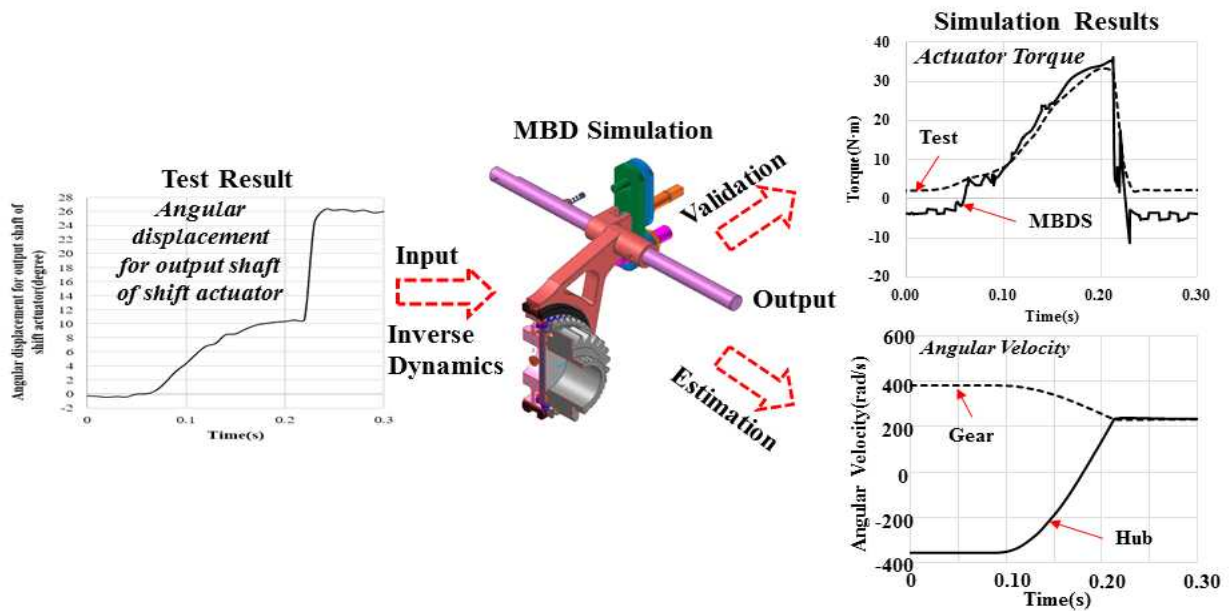


Fig 4.20 Schematic diagram of inverse dynamic method.

4.4.1 변속 액추에이터 출력축의 토크 비교

4.4.1.1 주변속(F4→F5) 변속

주변속 4-5단 변속 시험을 통해 그림 4.21과 같이 해석 모델의 입력정보인 변속 액추에이터 출력축의 각변위를 얻을 수 있었다. 그림 4.22는 변속 액추에이터 출력축의 회전운동을 변속링크를 통해 슬리브의 축 방향 직선 이동거리로 변환한 것이다. 변속 중 슬리브 축 방향 변위 +1 mm는 스틸 볼이 변속 레일 홈의 경사에 위치한 불완전 중립

상태(negative displacement)를 의미하며, 싱크로나이저 동기화가 완료될 때까지 슬리브는 완만한 곡선을 그리며 천천히 축 방향으로 약 3.3~3.5mm 이동하고 싱크로나이저 동기화 완료 직후부터 8.2 mm까지 급격히 이동하여 변속을 완료한다. 완전한 변속을 위해서는 슬리브가 축 방향으로 9 mm 이동하여야 하나, 슬리브가 8.2 mm만 이동한 것은 각 부품 간에 존재하는 틈새와 센서의 오차에 기인한 제어의 불완전성 때문에 미완전 변속(under displacement)이 되었음을 의미한다. 그림 4.23은 F4→F5 변속과 R8→F8 변속이 수행되는 동안 슬리브의 축 방향 위치에 따른 변속 레일 홈과 스틸 볼의 위치를 나타낸 것이다.

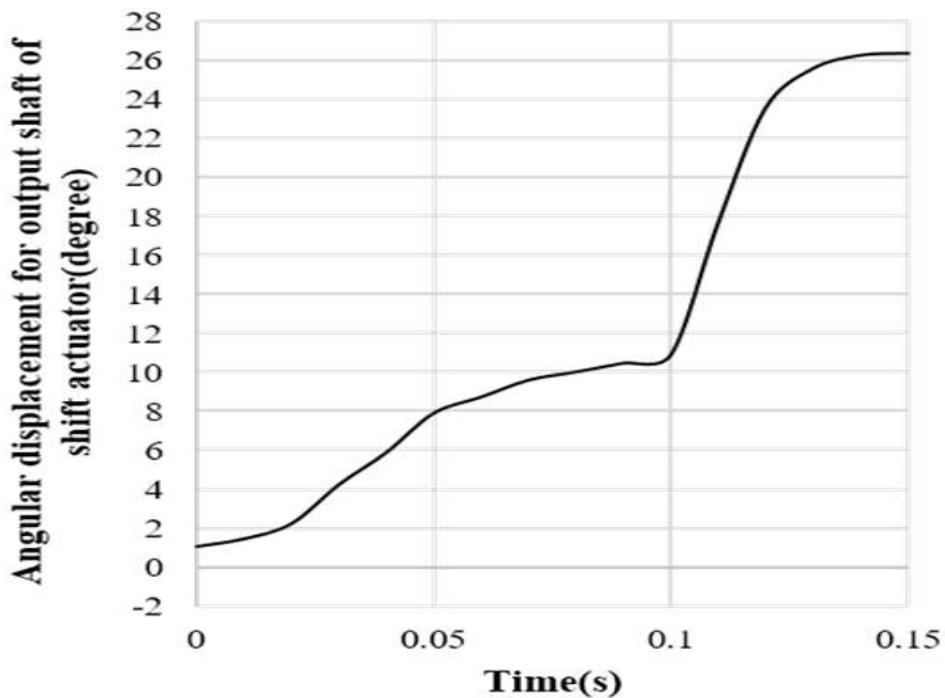


Fig. 4.21 Angular displacement for Output shaft of shift actuator(F4→F5).

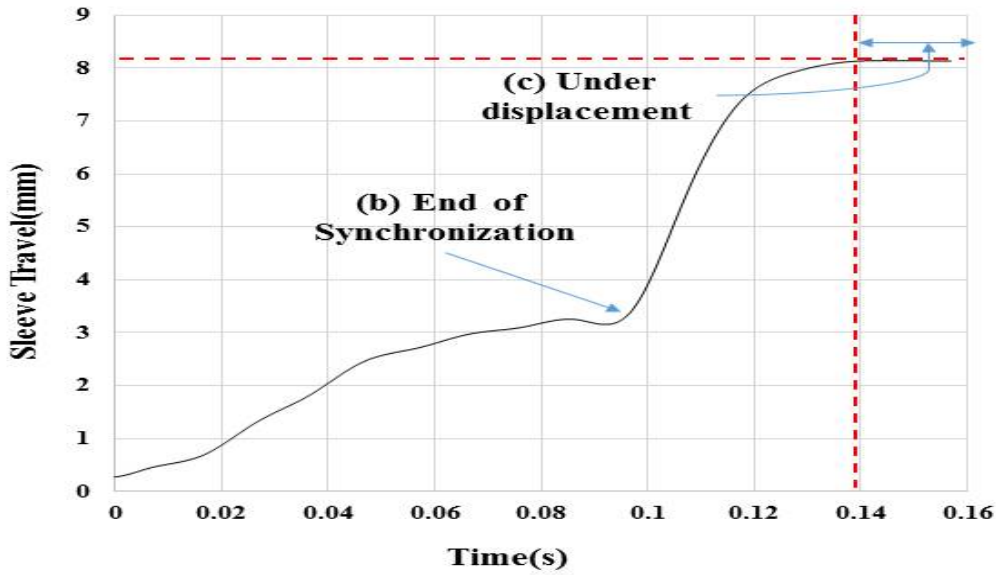


Fig. 4.22 Test result for sleeve travel(F4→F5).

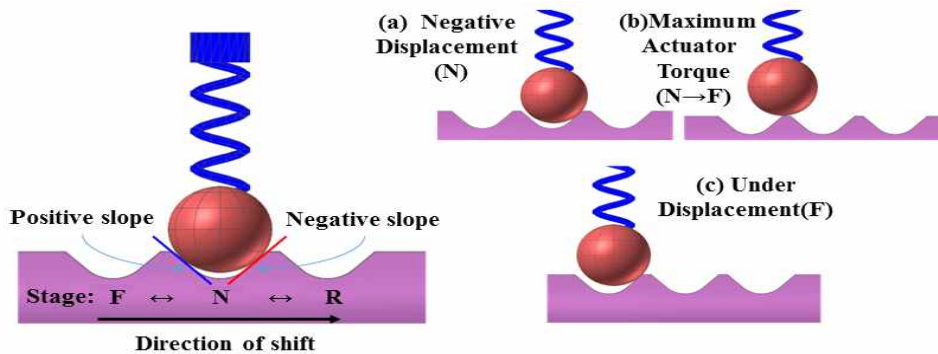


Fig. 4.23 Position of steel ball w.r.t shift stage(F4→F5 & R8→F8).

그림 4.24와 4.25는 전진 4단에서 5단으로 변속할 때 실차 시험과 해석(단일 회전 관성 및 이중 회전 관성)을 통해 변속 액추에이터 출력축의 토크 변화를 나타낸 것이다. 그림 4.24와 같이 단일 회전 관성을 고려한 해석 결과, 자체 잠김 장치와 디텐트에 기인한 반력이 약 0.76초에 순차적으로 발생했으나, 실차 시험에는 나타나지 않았으며, 최대 토크는 실차 시험에서 30.02 Nm로 측정되었으나, 다물체 동역학 해석 결과에서는 43.03 Nm로 계산되었다. 실차 시험과 해석 결과로부터 변속 액추에이터의 최대 토크는 약 43.32%의 아주 큰 오차를 보였으며, 토크 곡선에서 다소 차이가 있었다. 따라서, 단일 회전 관성을 고려한 동기화 시간 예측 모델은 싱크로나이저 변속시스템의 거동과 차이가 있어 개선이 필요할 것으로 판단되었다.

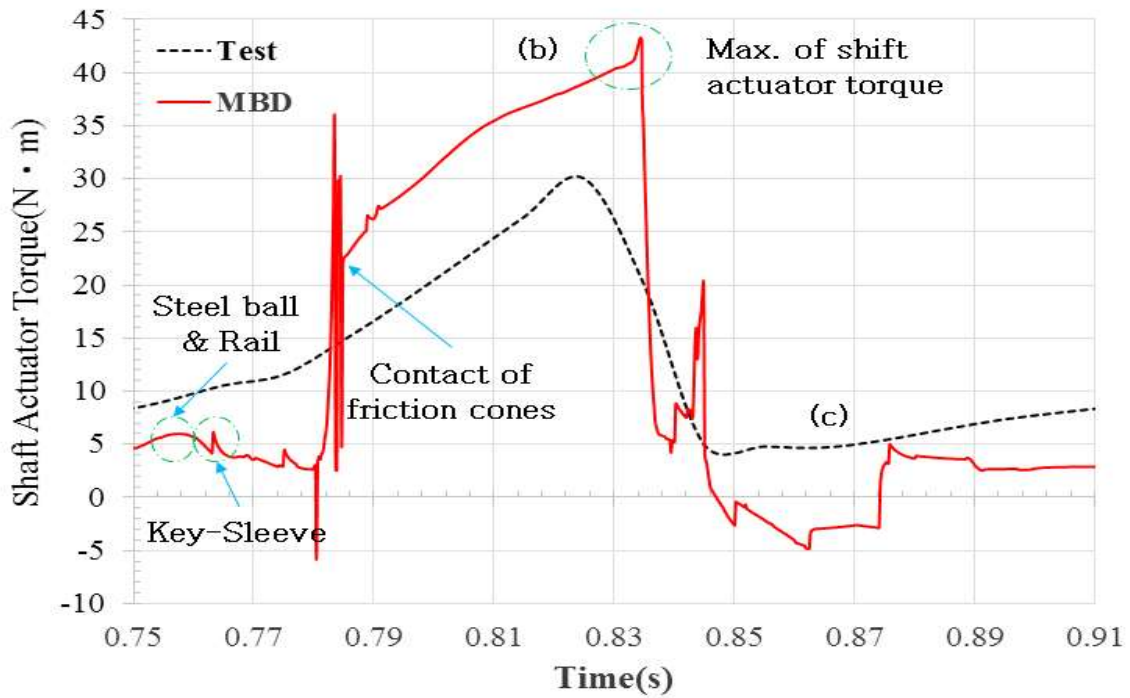


Fig. 4.24 Simulation results for actuator torque(single rotation, F4→F5, 2,350 rpm).

그림 4.25와 같이 이중 회전 관성을 고려한 해석 결과, 변속 액추에이터의 최대 토크는 실차 시험에서 30.02 Nm로 측정되었고 다물체 동역학 해석 결과에서는 32.31 Nm로 계산되었다. 다물체 동역학 해석에서는 스틸 볼-변속레일 홈의 자체 잠김 장치와 키와 슬리브의 디텐트에 기인한 반력이 단일 회전을 고려한 해석과 동일하게 약 0.02초에 순차적으로 발생했으나, 실차 시험에는 나타나지 않아 해석 결과와 다소 차이가 있었다. 그러나 4-5단 변속 시 이중 회전 관성을 고려한 경우, 동기화 과정에서 발생하는 변속 액추에이터의 최대 토크는 실차 시험과 다물체 동역학 해석 결과로부터 약 7.58%의 작은 오차 범위 내에서 유사한 토크 곡선을 나타내었다. 따라서 이중 회전을 고려한 동기화 시간 예측 모델은 싱크로나이저 변속시스템의 거동과 거의 유사하다고 판단되었다.

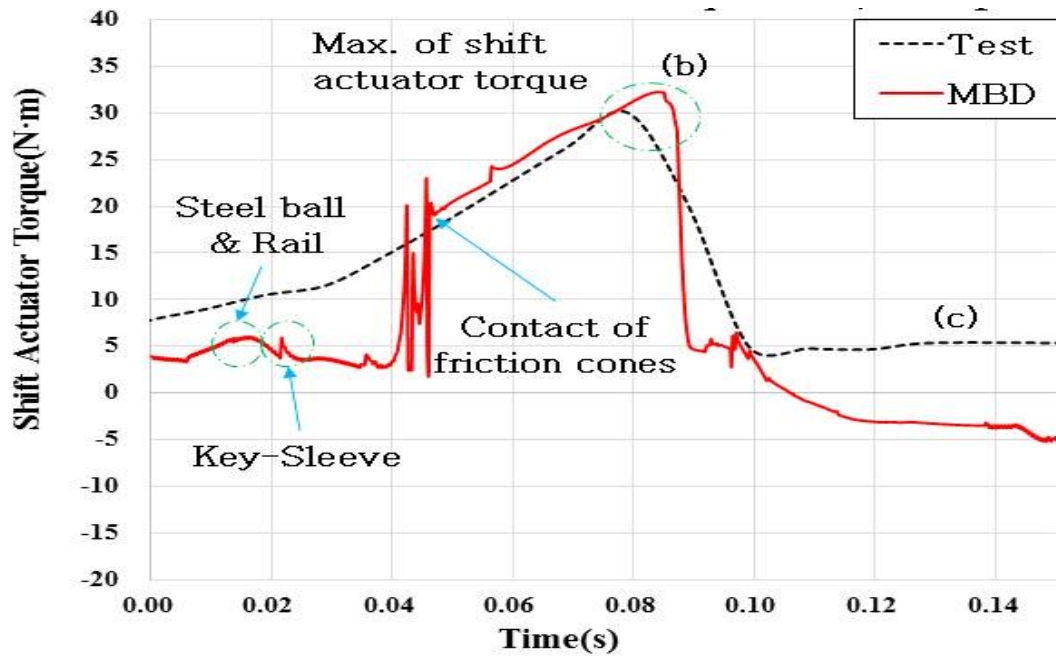


Fig. 4.25 Simulation results for actuator torque(dual rotation, F4→F5, 2,350 rpm).

4.4.1.2 전/후진(R8→F8) 변속

주변속과 동일한 방법으로 후진 8단→전진 8단 변속 시 싱크로나이저 변속 시험을 통해 그림 4.26과 같이 다물체 동역학 모델의 입력정보인 변속 엑추에이터 출력축의 각 변위를 얻을 수 있었다. 그림 4.27은 변속 엑추에이터 출력축의 각변위를 변속링크를 통해 슬리브의 축 방향 변위로 변환한 것으로, 변속 중 슬리브 축 방향 변위 0 mm는 중립상태를 의미하며, 동기화가 완료될 때까지 슬리브는 약 3.4~3.6mm 축 방향으로 이동하여 동기화 완료 후 8mm까지 급격히 이동 후 변속을 완료하였다. 주변속과 동일 이유로 8.6mm 만 이동되어 미완료 변속(under displacement)이 되었음을 의미한다.

그림 4.28과 4.29는 후진 8단에서 전진 8단으로 변속할 때 실차 시험과 해석(단일 회전 관성, 이중 회전 관성)을 통해 변속 엑추에이터 출력축의 토크 변화를 나타낸 것이다. 그림 4.28과 같이 단일 회전 관성을 고려한 해석 결과, 자체 잠김 장치와 디텐트에 기인한 반력이 약 0.56초와 0.58초 사이에 순차적으로 두 개의 피크가 발생하였으나 실차 시험에는 나타나지 않았으며, 토크 곡선에서 다소 차이가 있었다. 최대 토크는 실차 시험에서 33.30 Nm로 측정되었으나, 다물체 동역학 해석 결과에서는 50.30 Nm로 계산되어, 변속 엑추에이터의 최대 토크는 약 51.07%의 아주 큰 오차를 보였다. 따라서 단일 회전 관성을 고려한 동기화 시간 예측 모델은 싱크로나이저 변속시스템의 거동과 차이가 있어 개선이 필요할 것으로 판단되었다. 그림 4.27에 표시한 불완전 변속 변위

(negative displacement) 구간과 미완료 변속 변위(under displacement) 구간에서는 스틸 볼이 그림 4.23의 (a)와 (c)와 같이 변속 레일 홈의 음의 경사(negative slope)에 위치하게 된다.

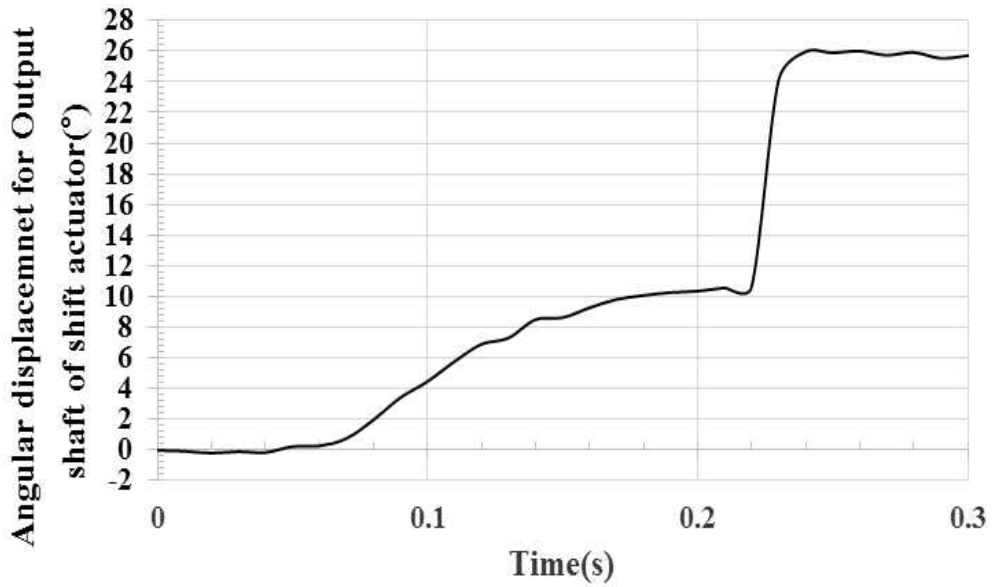


Fig. 4.26 Angular displacement for output-shaft of shift-actuator(R8→F8).

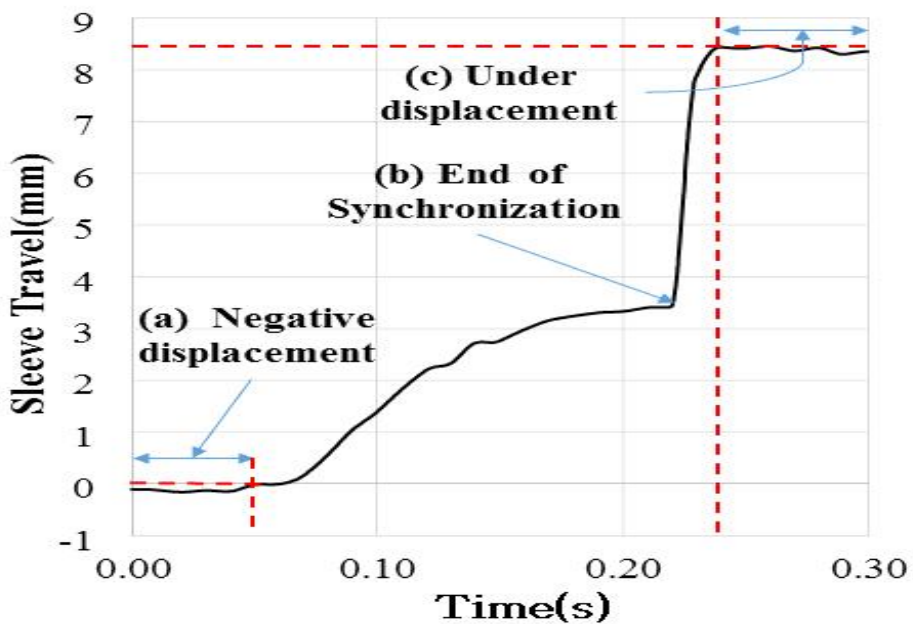


Fig. 4.27 Test result for sleeve travel(R8→F8).

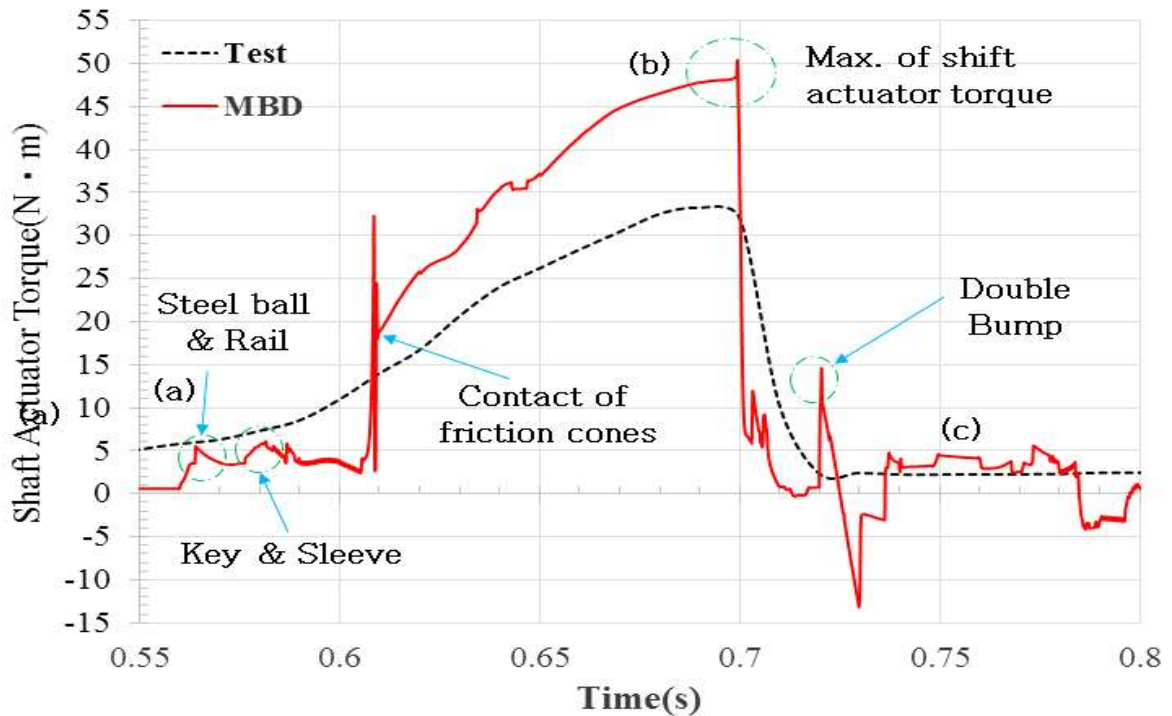


Fig. 4.28 Simulation results for actuator torque at 2,350 rpm(single rotation, R8→F8).

그림 4.29와 같이 이중 회전 관성을 고려한 해석 결과와 실차 시험을 통해 얻은 액추에이터 출력축의 토크는 유사한 경향성을 보였다. 변속 액추에이터 출력축의 최대 토크는 실차 시험에서 33.30 Nm로 측정되었고, 다물체 동역학 해석에서는 35.42 Nm로 계산되었다. 실차 시험과 해석 결과로부터 변속 액추에이터의 출력축의 최대 토크는 약 6.38%의 비교적 작은 오차만이 발생하였다. 그림 4.29의 해석 결과에서 변속링크의 자체 잠김 장치와 싱크로나이저 디텐트의 저항으로 0.06초와 0.08초 사이에 순차적으로 두 개의 피크가 발생하였다. 실차 시험결과에서도 동일한 시간대에 변속 액추에이터 토크의 작은 상승이 관찰되었다. 약 0.22초에서는 슬리브와 기어 스플라인 챔퍼의 접촉에 기인한 더블 범프가 발생하였다. 반면에 실차 시험 결과에서는 실제 부품들에 존재하는 유격들로 인해 각변위를 입력으로 사용해서 얻은 해석에서 발생하는 반력과 더블 범프는 관찰되지 않았다. 다물체 동역학 모델은 변수와 형상 등 동기화 과정을 이상적으로 모델링했기 때문에 전체 변속과정에 대한 변속 액추에이터 출력축 토크는 실차 시험과 해석 결과가 항상 일치하지는 않았다. 실제 트랙터 변속기에서는 변속 레일 홈의 음의 경사(negative slope)로 인한 반력은 스틸 볼이 변속 레일의 경사면을 따라 미끄러지면서 발생하는 힘이 변속 액추에이터에 의한 축 방향 힘과 같은 방향으로 발생하나 변속 액추에이터의 출력축에 대한 각변위를 입력정보로 사용하는 역 동역학 모델에서는 실제와는 반대로 변속 레일의 음의 경사에 의해 발생한 힘이 변속 액추에이터에 의해 발생

한 축 방향 힘과 반대방향으로 작용하여 변속 액추에이터를 모사한 회전 조인트 (revolution joint)의 반력토크로 나타나게 된다. 따라서 그림 4.29에서 시작과 끝의 변속 액추에이터 출력축 토크는 실차 시험과 해석 결과에서 부호가 반대인 값이 나타나게 된다. 그러나 본 논문의 관심사인 동기화 과정 동안에 전달된 변속 액추에이터 출력축 토크의 크기가 오차 범위 내에서 같기 때문에 실제 변속시스템과 이중 회전 관성을 고려한 동기화 시간 예측 모델은 동기화 과정 동안 거의 유사한 거동을 나타낸다고 판단 된다.

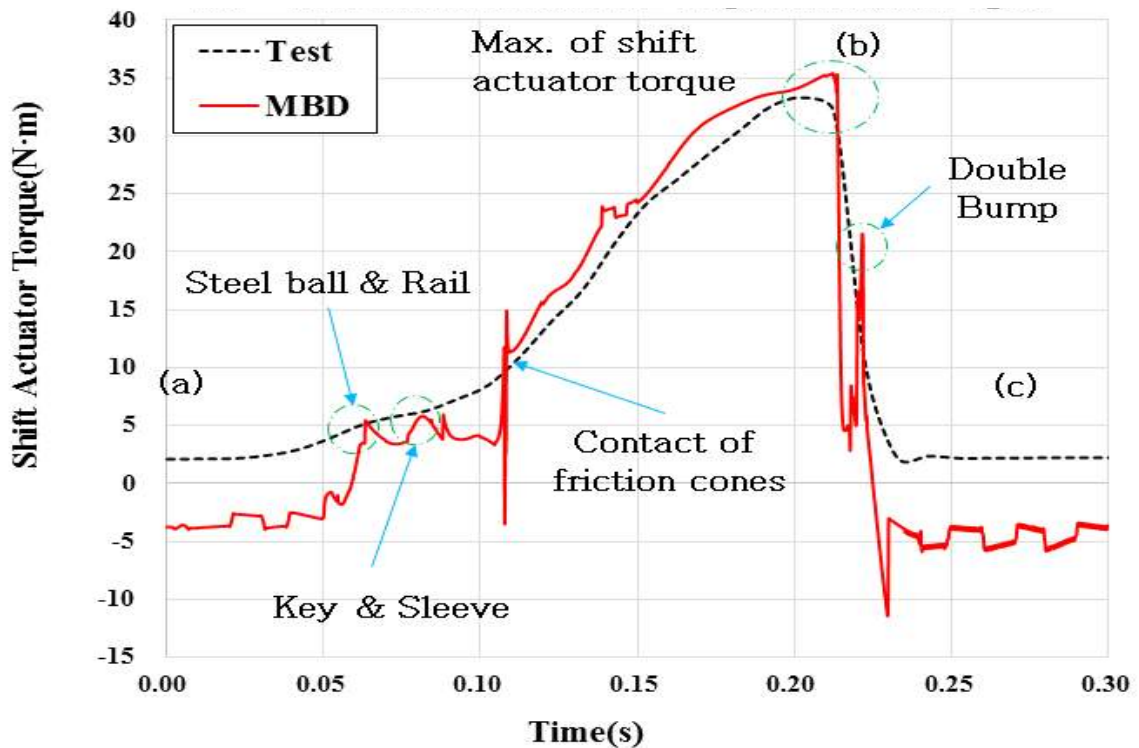


Fig. 4.29 Simulation results for actuator torque at 2,350 rpm(double rotation, R8→F8).

4.4.2 싱크로나이저 동기화 시간 검증

4.4.2.1 주변속(F4→F5) 변속

전진 4단에서 5단으로 변속할 때, 이중 회전 관성을 고려한 허브와 기어의 회전 속도에 대한 해석 결과를 그림 4.30에 나타내었다. 해석 결과, 싱크로나이저 양단의 회전 관성의 회전 속도가 모두 변화되었으며, 동기화 시간은 0.052초로 계산되었다. 싱크로나이저 동기화는 그림 4.25에서 싱크로나이저 링의 콘 경사면의 접촉으로 시작되어 동

기화 완료 후 회전 속도는 두 회전체의 초기 회전 속도의 사이 값인 225 rad/s에서 동기화되었으며, 허브(153 rad/s→225 rad/s)에 비해 상대적으로 회전 관성의 크기가 작은 5단 기어(25T)의 회전 속도 변화가 356 rad/s에서 225 rad/s로 더 크게 나타났다. 싱크로나이저의 마찰토크는 2개의 회전체에 크기가 같고 방향이 반대로 작용하기 때문에 동기화 완료 후 회전 속도는 항상 두 회전체의 초기 회전 속도의 사이 값을 가지게 되며, 두 회전 관성의 상대적인 크기에 따라 회전 속도의 기울기(각가속도)가 다르게 나타난다. 또한, 시간에 따라 변동하는 축 방향 힘의 영향으로 동기화 동안의 회전 속도 변화가 직선이 아닌 곡선으로 나타났다. 이는 축 방향 변속력을 1차 함수로 정의하여 허브와 기어의 회전 속도가 2차 함수형태의 곡선으로 나타나게 한 가정이 합리적이었음을 보여준다.

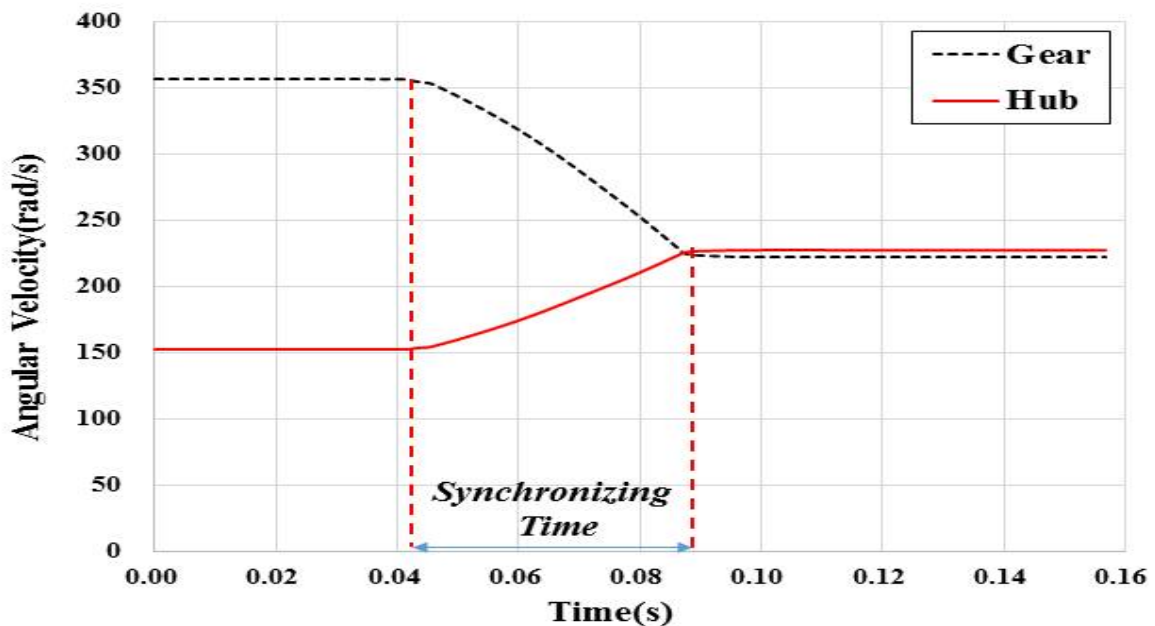


Fig. 4.30 Simulation results for angular velocity(dual rotation, F4→F5, 2,350 rpm).

전진 4단에서 5단으로 변속 시, 변속 액추에이터 출력축 토크는 포크 링크와 슬리브를 통해 축 방향 힘으로 싱크로나이저에 전달되어 콘 토크를 발생시킨다. 따라서 실차 시험으로 측정한 변속 액추에이터 출력축 토크(그림 4.25)와 식 2.51과 식 3.12를 이용하여 계산한 콘 토크(T_{max} , T_0)를 표 4.8에 나타내었다. 본 연구에 사용된 변속시스템은 변속 액추에이터 출력축이 5.8° 회전하였을 때 콘 클러치가 접촉하여 마찰을 시작하도록 설계되었다. 따라서 주변속 전진 4단에서 5단 변속 시 9.02 Nm의 값(그림 4.31)을

식 2.51에 대입해 계산한 축 방향 힘을 식 3.12에 대입해 콘 클러치 접촉 초기 콘 토크 (T_0) 값을 도출하였다. 동기화 완료 시 최대 콘 토크(T_{max})는 전체 변속 과정 중 발생한 변속 액추에이터 출력축의 최대값을 식 2.51과 식 3.12에 대입하여 계산하였다. 유도된 수식에 대입하여 얻은 이중 회전 관성을 고려한 동기화 시간과 해석 결과를 표 4.9에 비교하였다.

Table 4.8 Maximum torque of actuator and applied cone torque

Items	Units	F4→N→F5
Maximum torque of shift actuator	<i>Nm</i>	32.31
Torque of shift actuator for T_0	<i>Nm</i>	9.02
T_{max}	<i>Nm</i>	91.99
T_0	<i>Nm</i>	25.47

Table 4.9 Comparison of synchronization time between MBD & analytical formulation

Items	Units	F4→F5
Analytical formula(dual rotational inertia)	sec	0.0496
MBD simulation(including drag torque)	sec	0.0518
Error	%	4.32

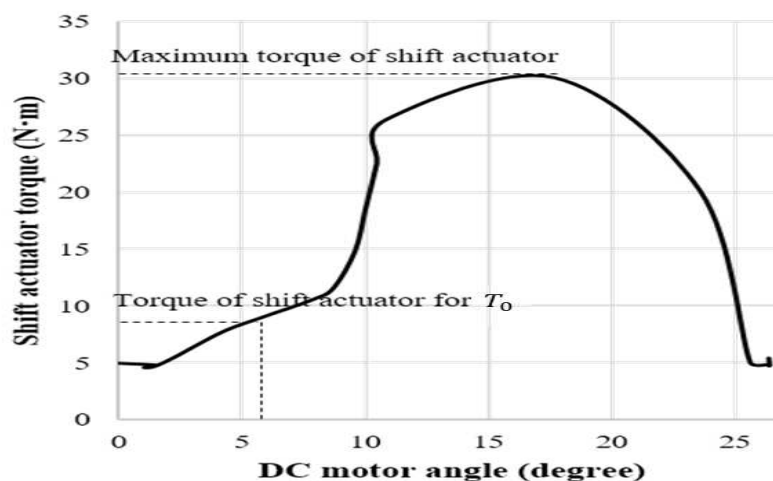


Fig 4.31 Test result for shift actuator torque according to angle of output shaft for shift actuator from F4 to F5.

싱크로나이저의 동기화 과정 동안 각 회전체에 적용된 습식 다판 클러치의 드래그 토크는 그림 4.32와 같이 주변속 전진 4-5단 변속에서 최대 4.94 Nm로 싱크로나이저 콘 클러치(friction cones)의 마찰토크와 비교할 때 무시할 수 없는 수준으로 나타났다.

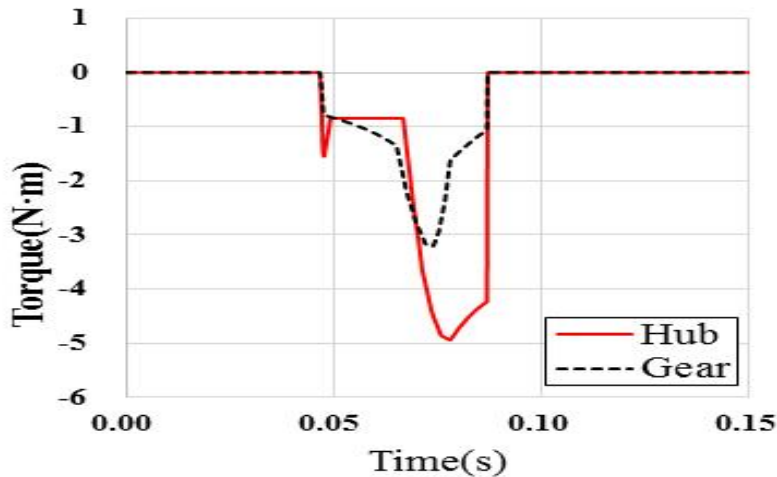


Fig 4.32 Simulation results for applied drag torque(F4→F5) at 2,350 rpm.

싱크로나이저 동기화 시간에 대해 계산식을 이용한 방법과 다물체 동역학 모델 해석 결과는 최대 4.32%의 오차를 나타냈다. 이와 같은 오차의 원인은 계산식에서 고려되지 않은 습식 다판 클러치의 드래그 토크로 인해 발생한 것으로 추정된다.

4.4.2.2 전/후진(R8→F8) 변속

후진 8단에서 전진 8단으로 변속하는 동안 이중 회전 관성을 고려한 허브와 기어의 회전 속도에 대한 해석 결과를 그림 4.33에 나타내었다. 해석 결과에서 싱크로나이저 동기화 시간은 약 0.113초로 계산되었으며, 싱크로나이저 양단의 회전 관성의 회전 속도가 모두 변화됨을 확인하였다. 싱크로나이저 동기화는 그림 4.29에서 싱크로나이저 링의 콘 경사면의 접촉으로 시작되어 동기화 완료 후 회전 속도는 230 rad/s로 상대적으로 회전 관성의 크기가 기어(382 rad/s→230 rad/s)에 비해 더 작은 허브의 회전 속도가 -356 rad/s에서 230 rad/s로 더 많이 변화하였다. 주변속과 동일한 이유로, 싱크로나이저의 마찰토크는 두 개의 회전체에 크기는 같고 반대방향으로 작용하기 때문에 동기화 완료 후 회전 속도는 두 회전체의 초기속도 사이의 값을 가지게 되며, 두 회전 관성

의 상대적인 크기에 따라 회전 속도의 변화량은 다르게 된다. 또한, 시간에 따라 변동하는 슬리브에 작용하는 축 방향 하중의 영향으로 동기화 과정 동안의 회전 속도 변화가 직선이 아닌 곡선으로 나타났으며, 이는 축 방향 힘을 1차 함수로 정의하여 허브와 기어의 회전 속도가 2차 함수 형태의 곡선으로 나타나게 한 가정이 합리적이었음을 보여준다.

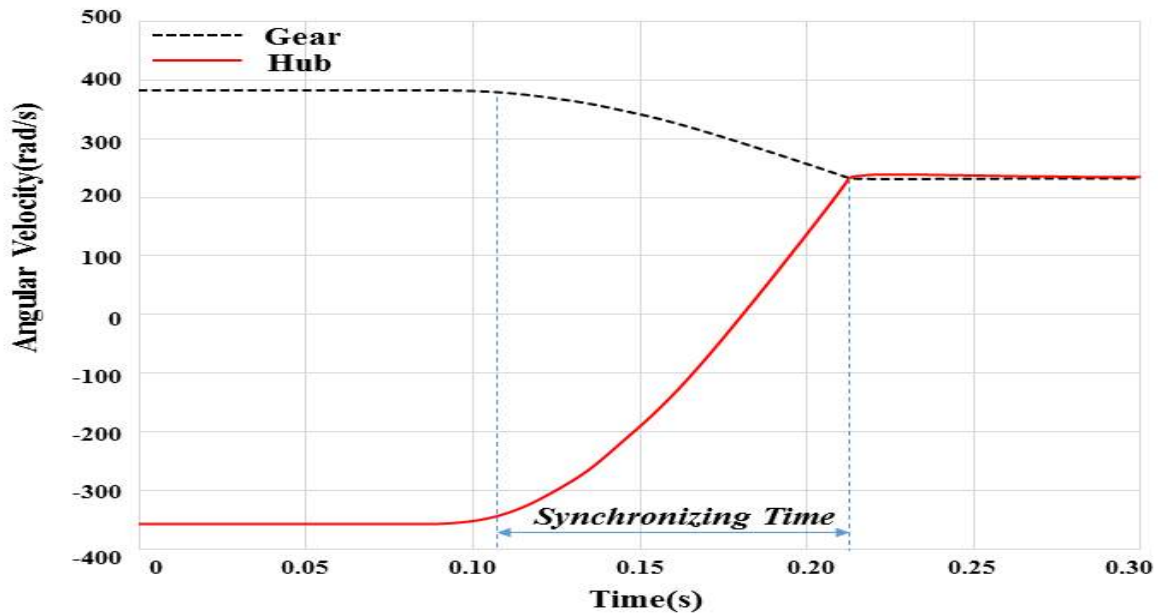


Fig. 4.33 Simulation results for angular velocity(Dual Rotation, R8→F8, 2,350 rpm).

후진 8단에서 전진 8단으로 변속 시, 변속 액추에이터 출력축 토크는 포크 링크와 슬리브를 통해 축 방향 힘이 싱크로나이저에 전달되어 콘 토크를 발생시킨다. 따라서 실차 시험으로 측정된 변속 액추에이터 출력축 토크(그림 4.29)와 식 2.51과 식 3.12를 이용하여 계산한 콘 토크(T_{max} , T_0)를 표 4.10에 나타내었다. 본 논문의 대상인 변속시스템은 공용품으로 주변속과 동일하게 변속 액추에이터의 출력축이 약 5.8° 회전하였을 때 콘 클러치가 접촉하여 마찰을 시작하도록 설계되었다. 따라서 8단 후진에서 전진 변속 시 7.27 Nm의 값(그림 4.34)을 식 2.51에 대입해 계산한 축 방향 힘을 식 3.12에 대입해 접촉 초기 콘 토크(T_0)의 값을 도출하였다. 싱크로나이저 동기화 완료 시 최대 콘 토크(T_{max})는 전체 변속과정 중 발생한 변속 액추에이터 출력축의 최대값을 식 2.51과 식 3.12에 대입하여 계산하였다. 유도된 수식에 대입하여 얻은 이중 회전 관성을 고려한 동기화 시간과 해석 결과를 표 4.11에 비교하였다.

Table 4.10 Maximum torque of actuator and applied cone torque

Items	Units	R8→N→F8
Maximum Torque of shift actuator	<i>N.m</i>	35.42
Torque of shift actuator for T_0	<i>N.m</i>	7.27
T_{max}	<i>N.m</i>	100.79
T_0	<i>N.m</i>	20.53

Table 4.11 Comparison of synchronization time between MBD and analytical formulation

Items	Units	R8→N→F8
Analytical formula(dual rotational inertia)	sec	0.1162
MBD simulation(including drag torque)	sec	0.1132
Error	%	2.7

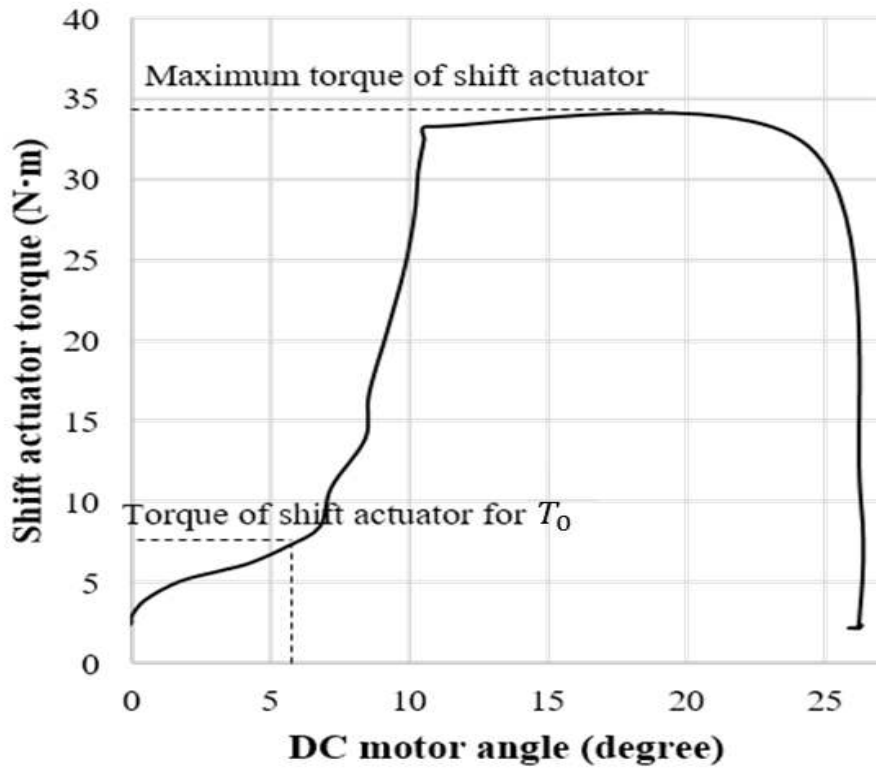


Fig 4.34 Test result for shift actuator torque according to angle of output shaft for shift actuator from R8 to F8.

싱크로나이저의 동기화 과정 동안 각 회전체에 적용된 습식 다판 클러치의 드래그 토크는 그림 4.35과 같이 8단 전/후진 변속에서 최대 6.59 Nm로 싱크로나이저 콘 클러치의 마찰토크와 비교할 때 무시할 수 없는 수준으로 나타났다.

이중 회전 관성을 고려한 싱크로나이저 동기화 시간에 대해 계산식을 이용한 방법과 다물체 동역학 모델 해석 결과는 후진 8단에서 전진 8단 변속에서 최대 2.7%의 오차를 나타냈다. 이와 같은 동기화 시간 오차의 원인은 계산식에서 고려되지 않은 습식 다판 클러치의 드래그 토크에 기인한 것으로 추정된다.

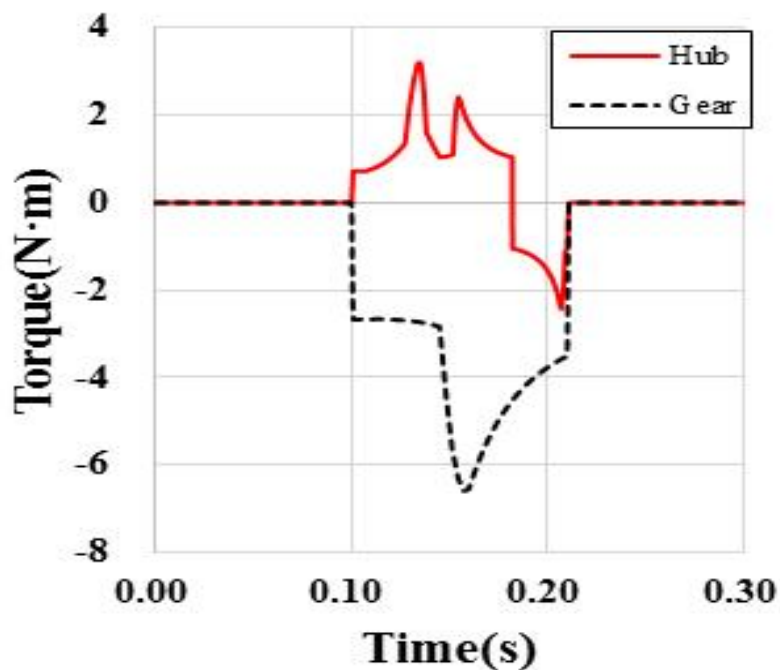


Fig 4.35 Simulation results for applied drag torque(R8-N-F8) at 2,350 rpm.

습식 다판 클러치의 드래그 토크는 클러치 플레이트의 상대속도에 대한 함수로 이를 고려하면 더 정확한 동기화 시간을 예측할 수는 있지만, 수치해석기법을 요구하므로 표 3.3과 같은 간단한 공식으로 도출되기는 어렵다. 그러나 큰 토크를 전달하는 트랙터 변속기의 경우, 비록 싱크로나이저의 콘 클러치(friction cones)에서 발생하는 최대 마찰토크(표 4.8와 표 4.10)에 비하여 드래그 토크의 크기가 무시할 수 없는 수준이지만, 본 논문에서 제안한 싱크로나이저 동기화 시간 예측식을 통하여 개념설계단계에서 빠르고 개략적인 부품 배치, 사양 및 용량 검토에 합리적 이용이 가능하리라 판단된다.

4.5 변속 액추에이터 용량 선정

싱크로나이저 변속시스템의 변속 액추에이터(DC모터) 용량을 선정하기 위해서는 DC모터의 토크와 회전 속도를 고려해야 한다. 즉, 변속 액추에이터의 DC모터는 가장 가혹한 조건에서 변속을 수행할 때 변속 액추에이터 출력축에 작용하는 토크와 회전 속도보다 큰 용량을 가져야 한다. 따라서 실차 시험 및 해석 모델을 통하여 가장 가혹한 조건에 대한 변속 특성을 파악하였다. 실차 변속 시험 결과는 표 4.8에 나타냈으며, 최대 엔진 속도에서 주변속 4단→5단 변속과 전/후진 R8단→F8단 변속할 때 최대 토크는 각각 29.68 Nm와 33.21 Nm로 나타났으며, 시험 결과와 유사한 동특성을 가지는 이중회전 관성을 고려한 다물체 동역학 해석 결과 최대 토크는 각각 32.31 Nm와 35.42 Nm로 나타나 최대 6.38%와 7.58%로 유사한 변속 특성을 얻었다. 이때 DC모터의 용량은 전/후진 R8-N-F8 변속과 주변속 F4-F5 변속에서의 토크 보다 큰 값으로 선정되어야 한다. 따라서 본 논문의 대상 싱크로나이저 변속시스템에서 DC모터의 용량은 후진 8단에서 전진 8단의 변속에 의해 이상적인 환경을 고려할 때 최소 34 Nm 이상으로 결정되어야 한다. 가장 가혹한 변속 조건에서 싱크로나이저 동기화 시간 목표 0.25초를 넘지 않도록 하였다. 또한 가장 긴 이동거리인 18 mm 이동 시 최소 DC모터의 회전 속도는 0.42 rpm보다 빨라야 한다. 따라서 이상의 토크와 회전 속도 조건을 만족시킬 수 있도록 DC모터를 선정하였다. 본 연구에 사용된 모터는 국내 D사에서 개발한 농업용 DC모터로 농업기계 사용 환경을 고려하여 방수/방진 기능을 확보하였다. 모터 사양으로는 최대 토크 약 58 Nm, 최대 효율지점에서의 회전 속도는 35.5 rpm, 토크 9.48 Nm, 전류 5.70A 및 최대 회전 속도 42.1 rpm의 모터로 가장 가혹한 조건인 약 34 Nm에서 약 17 rpm으로 요구속도조건의 약 430% 이상의 성능을 충족하였다. 신뢰성 있는 변속을 위하여 회전 방향에 관계없이 동일한 용량을 가져야 하며, 실용적으로 안전율을 고려하여 40 Nm까지 유효 사용구간으로 설정하였다. 상세 DC모터의 사양은 표 4.12에 표시하였다. 농업기계의 특성상 10년 이상 장기간 사용하게 되며, 진흙, 먼지, 고온 등 가혹한 조건에 장시간 노출되므로 DC모터의 열화 및 성능 저하, 마모 등의 모터성능 저하와 저온의 사용 환경에 의한 드래그 토크 증가, 마찰 손실 증가 등 환경 영향을 반영하여 충분한 안전율을 가지도록 선정하여야 한다. 그림 4.36는 성능시험을 통해 얻은 특성곡선으로 모터 공급사에서 제공받았다.

Table 4.12 Specification of target DC motor

Items		DC Motor	
Using Voltage		12V	
Data Point	Type	Value	Unit
No load	Current	1.029	A
	Speed	42.1	rpm
Max. power	Current	14.91	A
	Speed	21.8	rpm
	Torque	28.172	Nm
Max. torque	Speed	0	rpm
	Torque	58.373	Nm
Nominal (Peak efficiency)	Power	35.01	W
	Speed	35.5	rpm
	Current	5.703	A
	Torque	9.483	Nm

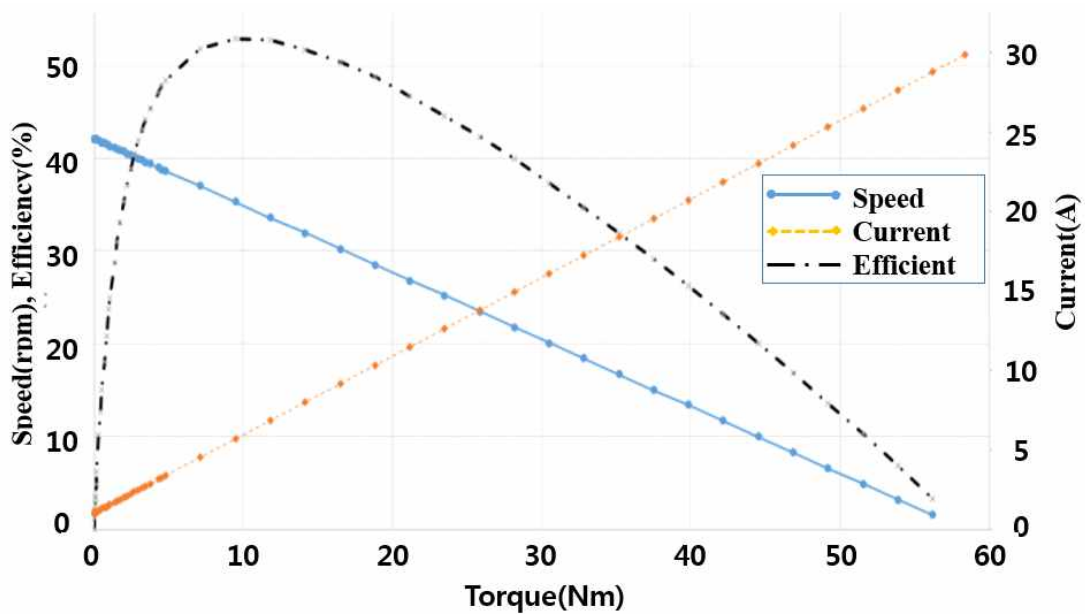


Fig. 4.36 Characteristic curve of DC Motor.

4.6 싱크로나이저 제어 사양 설정(동기화 시간)

본 연구의 대상인 싱크로나이저 변속시스템의 제어 요구 사양 및 싱크로나이저 변속 시간을 선정하기 위하여 다물체 동역학 해석 모델을 이용하여 싱크로나이저 동기화 시간에 대한 매개 변수 연구(parameter study)를 수행하였다. 전/후진 및 4/5단 변속에 사용된 싱크로나이저를 DC모터를 이용하여 자동화한 파워시프트 변속기에서 싱크로나이저 변속을 위해서는 습식 다관 클러치 해제, 싱크로나이저 변속, 주 유압클러치 모듈레이션의 순차적 단계를 거치게 된다. 정해진 변속 시간 내에 모든 변속 과정을 완료하기 위해서 어떠한 변속 조건에서도 빠른 응답성으로 싱크로나이저 변속을 완료하는 것이 유리하지만, 본 연구에서는 변속 액추에이터로 DC모터를 사용하기 때문에 변속 토크와 회전 속도는 반비례 관계를 가지는 DC모터의 특성상 가혹한 조건에서 큰 변속 토크와 느린 회전 속도를 가진다. 따라서 가장 가혹한 조건에서도 변속 신뢰성을 확보할 수 있도록 DC모터의 토크 용량 및 회전 속도를 고려하여 적절한 변속시간을 선정하는 것은 DC모터를 이용한 싱크로나이저 변속 제어에 중요하다. 전체 싱크로나이저 변속시간에서 동기화 시간이 차지하는 비중이 절대적으로 길기 때문에 싱크로나이저 변속시간은 동기화 시간에 의해 결정된다. 싱크로나이저 동기화 시간에 대한 매개 변수 연구를 통해 최대 0.42초 이내에서 일정 시간 간격으로 점진적으로 동기화 시간을 감소시키며 MBD 해석을 수행하여 싱크로나이저 동기화에 기인한 변속 액추에이터 출력축에서의 토크(DC모터 변속 토크)를 산정하였습니다. 동기화 시간을 0.42초 이내로 검토한 이유는 i) 전체 변속시간이 길어지면 차량 속도가 감소하여 유압 클러치 변속(모듈레이션) 시 큰 속도변화에 따른 변속성능(충격이 커짐)에 영향을 미치기 때문이고, ii) 싱크로나이저는 부품 간 마찰에 의하여 동기화가 이루어지지만, 일반적으로 유압 클러치와 달리 별도의 강제 윤활 장치를 사용하지 않아 윤활유를 충분히 공급하지 못하기 때문에 발열 및 마모 등에 의한 파손 가능성이 높아지며, iii) 실용적으로 수동 변속기의 싱크로나이저 설계 시 동기화 시간이 0.4초 이상으로 길어지면 사용자가 변속품질(변속 충격, 변속 시간)이 좋지 않다고 인식하기 때문이다. ANA(2013)은 상업용 차량의 싱크로나이저 허용 슬립 시간(동기화 시간)은 0.25초에서 0.4초라하였으며, Razzacki(2007)은 듀얼 클러치 변속기에서 전형적인 싱크로나이저 동기화 시간은 0.2초라하였다.

다물체 동역학 해석 모델의 입력 정보인 변속 액추에이터의 각 변위를 그림 4.37와 같이 싱크로나이저 동기화 시간 0.42초에서 일정 시간 간격으로 점진적으로 감소시켜가며 생성하였다. 가장 가혹한 변속 조건에서도 규정된 변속 시간 내에 변속을 완료하여야 하므로, 후진 8단에서 전진 8단 변속에 대한 다물체 동역학 해석 모델에 각 동기화 시간에 대하여 생성한 변속 액추에이터의 각변위를 적용하여 시뮬레이션을 수행하였으며 변속 액추에이터 출력축에서의 변속 토크를 검토하였다.

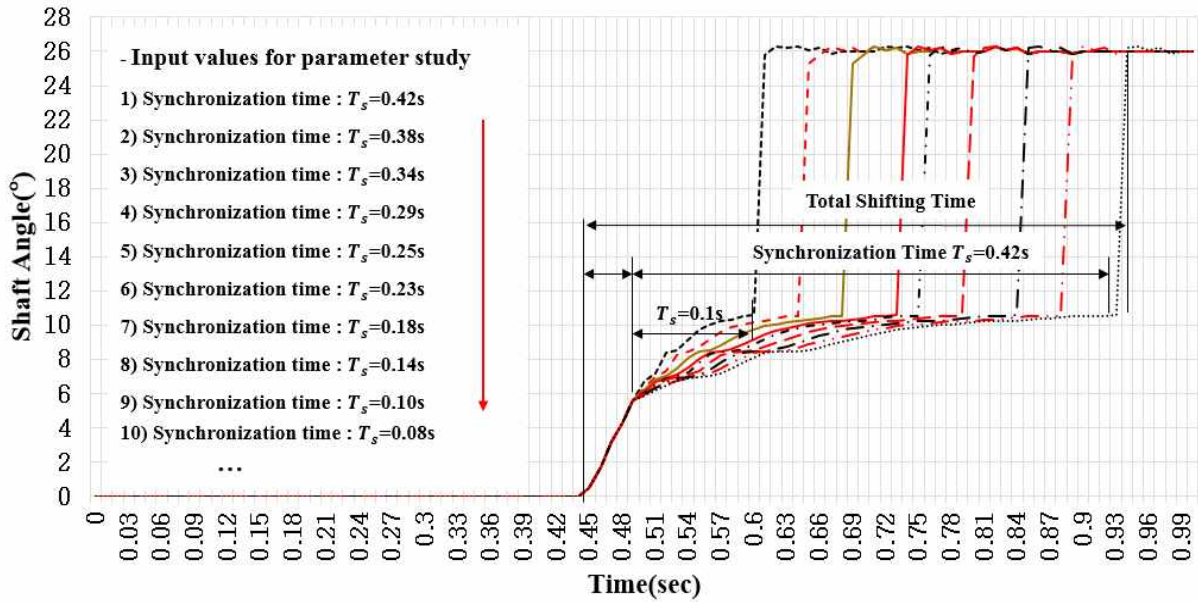


Fig. 4.37 Parameter study using synchronization time.

다물체 동역학 해석 모델을 이용하여 매개 변수 연구(parameter study)를 수행할 결과, 동기화 시간이 0.42초에서 0.1초로 감소하면 변속 액추에이터 출력축 토크는 급격히 증가하지만, 변속 액추에이터 출력축의 변속 토크 곡선은 유사한 경향을 보였다. 특히, 동기화 시간 0.1초의 경우, 변속 액추에이터 출력축 토크가 39.67 Nm로 DC모터의 유효 사용조건인 40 Nm를 만족하였다. 따라서 싱크로나이저 총 변속시간에 의하여 싱크로나이저 최대 동기화 시간이 0.25초 이하로 결정되며, DC모터의 유효 사용조건에 의해 싱크로나이저 최소 동기화 시간이 0.1초 이상으로 결정된다. 그림 4.38는 변속 액추에이터 출력축에서 싱크로나이저 동기화 시간이 0.42초에서 0.1초까지 변경한 경우에 대한 해석 결과를 나타낸 것이다.

싱크로나이저 제어 사양은 싱크로나이저 전체 변속시간 기준 최대 0.5초로 선정하였으며, DC모터의 유효 사용조건은 40 Nm로 선정되었다. 싱크로나이저 전체 변속시간을 최대 0.5초로 선정한 이유는 유사한 형식의 C社의 파워시프트 변속기를 장착한 트랙터를 벤치마킹한 결과, 유압 클러치 모듈레이션을 포함한 전체 변속시간은 최대 2.5초였으며, 이때 싱크로나이저 변속시간은 0.5초였다. DC모터의 유효 사용 토크를 40 Nm로 선정한 이유는 싱크로나이저 변속을 위해서는 시계 방향 및 반 시계 방향으로 동작하여야 하지만, 기어드 DC모터의 경우 회전 방향에 따라 최대 토크가 다르다. 선정된 농업용 DC모터의 경우 시계 방향에 대한 최대 토크가 56 Nm 이지만 반 시계 방향에 대한 최대 토크는 약 50 Nm이며, 트랙터는 진흙, 먼지 등 가혹한 조건 및 고온, 마모 등의 사용 환경에서 10년 이상 장기간 사용할 경우 열화에 의하여 20%의 토크 용량 감

소를 고려하여 40 Nm로 선정하였다(제조사 내구시험 검사 기준).

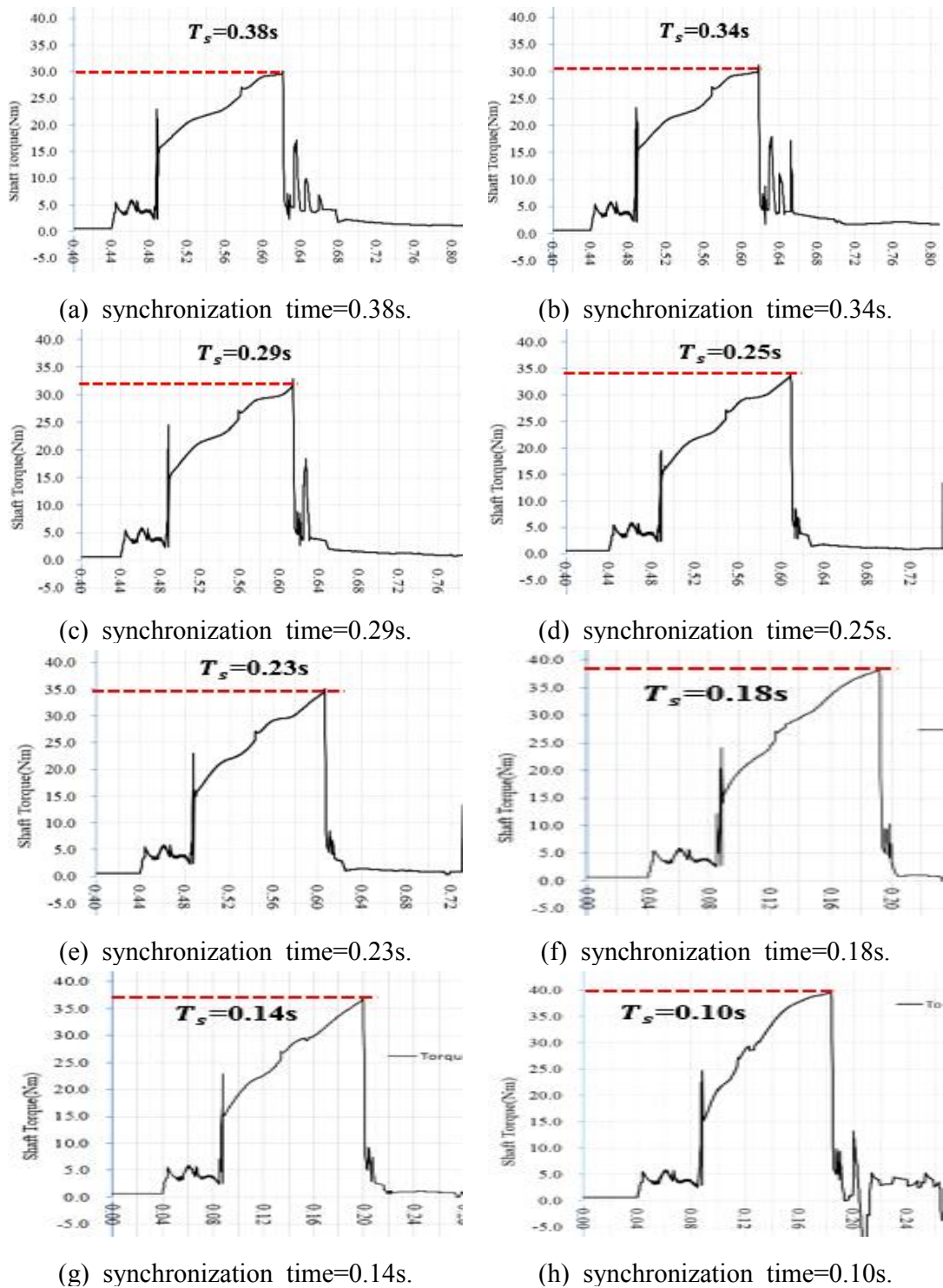


Fig. 4.38 Simulation results for various synchronization times.

제 5 장 DC모터 제어시스템

5.1 DC모터의 개요

DC모터(직류 전동기)는 속도 제어가 쉽고, 속도 제어의 범위가 넓어 가변 속도 구동(adjustable speed drive) 또는 가변 토크 제어(variable torque control)에 가장 많이 사용되는 전동기이다. 본 논문에서는 파워시프트 변속기의 싱크로나이저 변속에 DC모터를 사용하였다.

5.1.1 DC모터의 구조

제어용 DC모터는 자속(flux)을 생성하는 고정자의 영구자석(permanent magnet) 및 회전자의 전기자 권선(armature winding)으로 구성된다. 이외에 직류 전원으로부터 회전하는 전기자 권선에 교류 전류를 인가하기 위한 브러시(brush)와 정류자(commutator)로 이루어진 기계적인 정류 장치를 가진다. 그림 5.1은 본 논문에 사용한 DC모터의 구성을 나타낸 것이다.

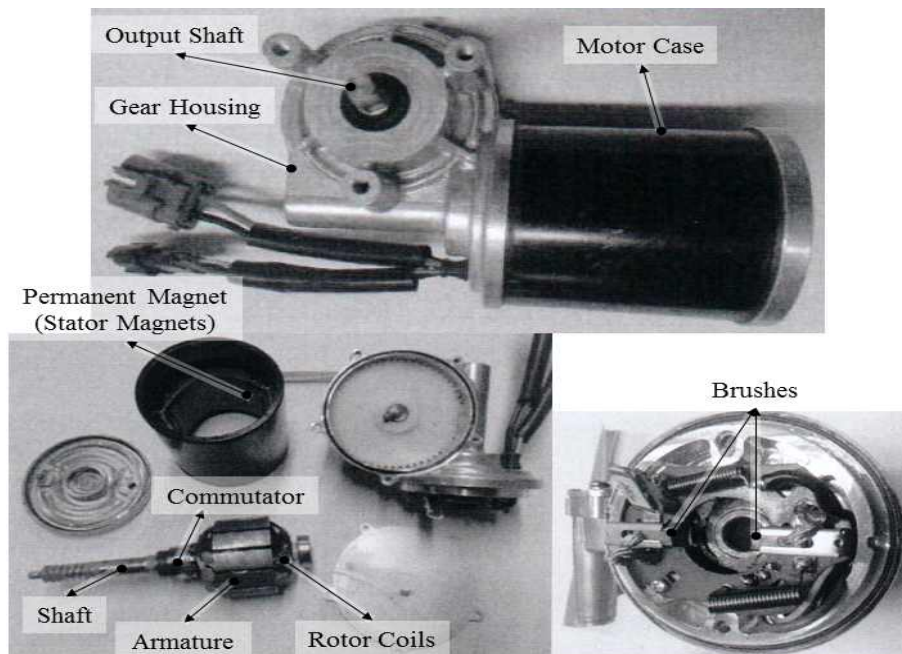


Fig. 5.1 Configuration of DC motor.

전기자의 도체에 직류 전원이 연결되어 전류가 흐르면 계자 자속 분포와 도체에 흐르는 전류는 플레밍(Fleming)의 왼손 법칙에 따라 힘이 발생하여 도체는 시계방향으로 회전한다. 이때, 정류자와 브러시를 사용하여 도체의 위치에 따라 전류의 방향을 바꿔주면 도체에는 일정한 힘이 발생하여 한쪽 방향으로 지속적으로 회전하게 된다. 이때 도체에 흐르는 전류는 교류가 되며 이 교류전류의 주파수는 회전자의 각속도와 일치한다. 실제 회전자의 전기자 도체는 여러 개로 구성되어 평균 토크를 증가시키고 토크 리플(ripple)를 감소시킨다. 이들 도체들은 서로 절연된 정류자편에 연결되어 브러시를 통해 직류 전원을 공급받는다.

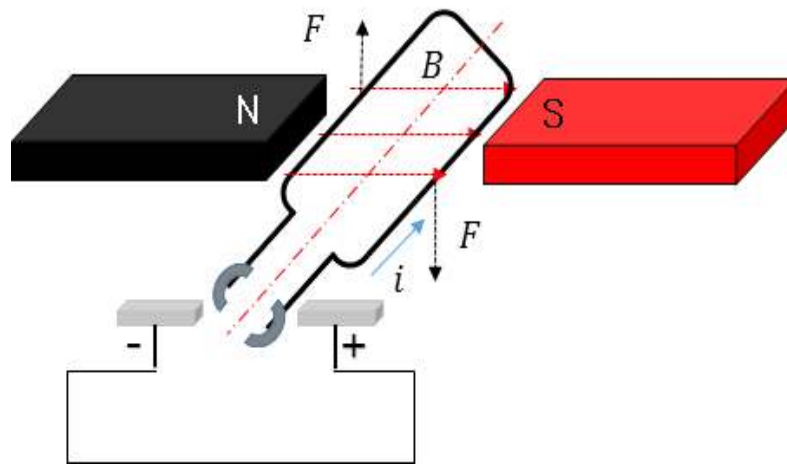


Fig. 5.2 Function of the brush and commutator.

5.1.2 DC모터의 모델링

영구자석 DC모터 구동시스템은 전기자 회로, 유도 기전력, 회전력 및 기계시스템을 나타내는 4개의 식으로 표현할 수 있다.

(1) 전기자(armature) 회로 : 전기자 권선에 인가되는 전압(v_a)은 권선 저항과 인덕턴스의 전압 강하 성분 및 유도 기전력의 합으로 식 5.1과 같이 표현된다.

$$v_a = R_a i_a + L_a \frac{di_a}{dt} + e_a \quad (5.1)$$

where, v_a : Voltage of armature winding, V
 i_a : Current of armature winding, A
 R_a : Resistance of the armature winding, Ω
 L_a : Inductance of the armature winding, H
 e_a : Back electro-motive force(EMF), V

전압 방정식(식 5.1)에는 전기자 전류나 브러시의 마모 정도 및 회전속도에 따라 크기가 비선형적인 특징을 가지는 브러시에 의한 전압 강하가 포함되어야 하나, 일반적으로 생략한다. 식 5.1로부터 영구자석 DC모터의 전기적인 등가 회로는 그림 5.3으로 나타낼 수 있다. 식 5.1에서 DC모터에 전기자 전압(v_a)를 인가하였을 때 전기자 권선에 흐르는 전류(i_a)를 구하기 위해서는 유도 기전력(e_a)을 알아야 한다.

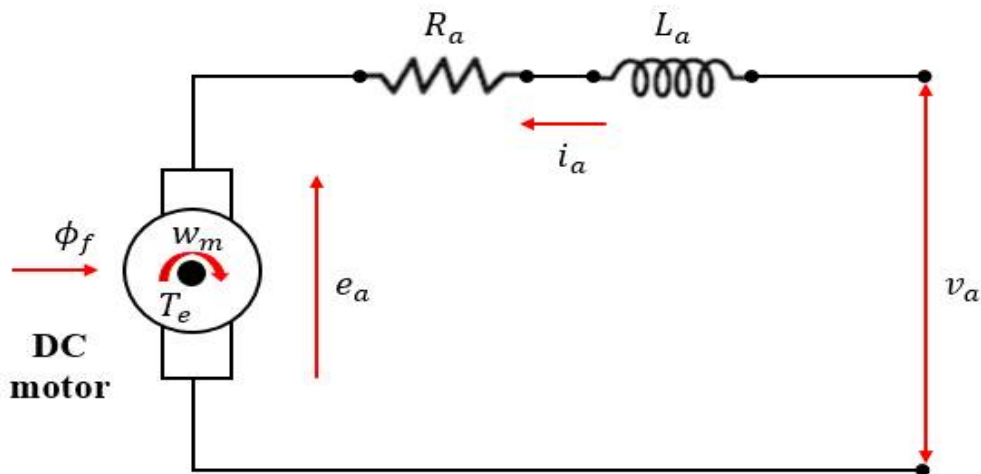


Fig. 5.3 Equivalent circuit of DC motor.

(2) 유도 기전력(electro-motive force, EMF) : 그림 5.4(a)와 같이 자기장이 형성된 공간에서 자기장과 수직 방향으로 움직이고 있는 도체에 유도되는 기전력은 식 5.2로 표현된다.

$$e = B_m l v \tag{5.2}$$

where, e : Electro-motive force in conductor, V
 B_m : Magnetic flux density, T (or Wb/m^2)
 l : Length of rod, m
 v : Moving speed, m/s

이로부터 자계 B (또는 계자 자속 ϕ_f)가 형성되어 있는 공간 내에 w_m 의 각속도로 회전하고 있는 전기자 도체에 유기되는 DC 모터의 유도 기전력(e_a)은 다음 식과 같이 표현할 수 있다.

$$e_a = k_e \phi_f w_m \quad (5.3)$$

where, e_a : Induced electro-motive force, V
 k_e : Back EMF constant, $Vs/rad/Wb$
 ϕ_f : Field flux, Wb/m^2
 w_m : Angular velocity, rad/s

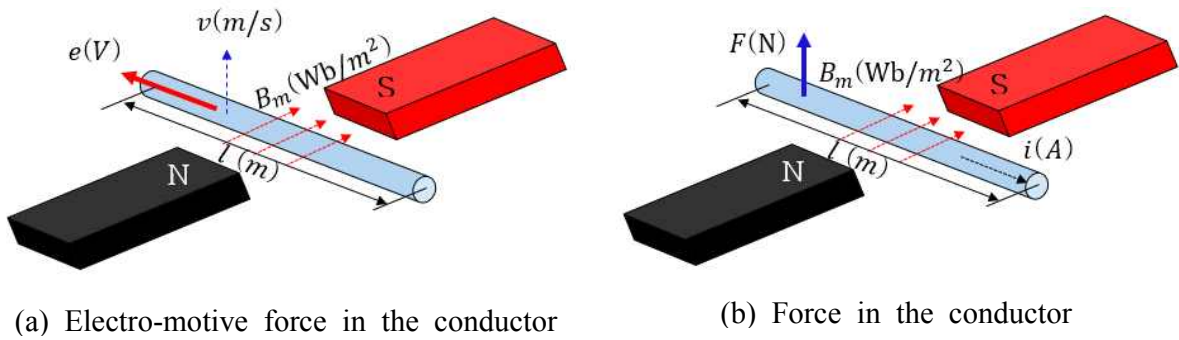


Fig. 5.4 Principle of EMF and force generated in a conductor.

(3) 회전력(Torque) : 그림 5.4(b)와 같이 자기장이 형성된 공간에서 자기장과 수직으로 위치한 전류(i)가 흐르는 도체에 발생하는 힘(F)은 식 5.4로 표현된다.

$$F = B_m l i \quad (5.4)$$

이로부터 자계(B , 또는 계자 자속 ϕ_f)가 형성되는 공간 내에 전류(i_a)가 흐르는 전기자 도체에 발생하는 힘을 의미하는 DC모터의 토크(T_e)는 다음 식과 같이 표현할 수 있다.

$$T_e = k_T \phi_f i_a \quad (5.5)$$

where, T_e : Torque of DC motor, Nm
 k_T : Torque constant, $Nm/Wb/A$

이렇게 DC모터의 토크식이 계자 자속(ϕ_f)와 전기자 전류(i_a)의 산술적인 곱으로 간단히 표현되는 것은 이들의 공간적인 위치가 항상 90° 를 유지하도록 되어있는 모터의 특성 때문이다.

(4) 기계시스템의 운동방정식 : 기계시스템의 운동방정식을 DC모터의 토크(T_e)에 관한 미분방정식으로 표현하면, 식 5.6과 같다. 따라서 축으로 연결된 기계적 부하시스템을 구동하고 있는 DC모터의 회전속도(w_m)는 다음 식으로부터 결정할 수 있다.

$$T_e = J \frac{dw_m}{dt} + Bw_m + T_L \quad (5.6)$$

where, w_m : Rotation angular speed of rotor, rad/s
 B : Friction coefficient of motor, $Nm/(rad/s)$
 J : Rotational inertia, kgm^2
 T_L : Load torque, Nm

5.1.3. DC모터의 응답 특성

DC모터 구동시스템을 표현하는 식 5.1, 5.3, 5.5, 5.6의 4개식으로부터 DC모터의 정상상태(steady state) 및 과도 상태(transient state) 특성을 파악할 수 있다.

(1) 정상 상태 특성 : 정상 상태란 전기자 전압(v_a)이나 계자 자속(ϕ_f)과 같은 모터의 입력 물리량을 변동시킨 후 충분한 시간이 지나서 결과적으로 나타나는 전류, 속도, 토크 등의 출력 물리량이 더 이상 변동하지 않고 일정하게 유지된 경우를 의미한다. 따라서 정상 상태에서는 전기자 전류가 일정($di_a/dt = 0$)하고, 출력 토크도 일정($T_e = T_L$)하며, 속도도 일정($dw_m/dt = 0$)하게 된다. 이때 DC모터의 토크와 속도의 관계는 식 5.1, 5.3, 5.5, 5.6으로부터 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$w_m = \frac{v_a}{K\phi_f} - \frac{R_a}{(K\phi_f)^2} T_L \quad (5.7)$$

where, $K = k_e = k_T$

이 식으로부터 그림 5.5와 같은 부하 토크(T_L) 또는 전기자 전류(i_a)에 대한 속도 특성을 얻을 수 있다. 부하 토크(또는 전기자 전류)가 증가함에 따라 모터의 속도는 감소한다는 것을 알 수 있다. 여기서 모터속도(N)는 rad/s 단위를 rpm으로 표현한 속도이다. 이 특성곡선을 통해 특정 부하조건에서의 모터의 속도와 전류를 알 수 있다. 정격전압을 인가하여 정격전류가 흐르는 경우의 정격토크(전 부하 토크)가 발생하며 이때의 속도가 정격속도가 된다.

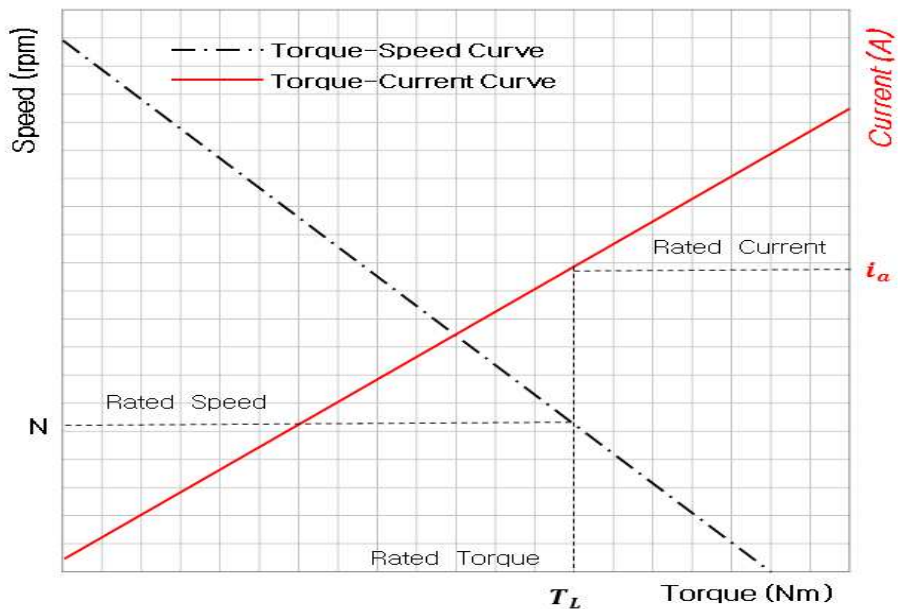


Fig. 5.5 Steady-state characteristic curve of DC motor.

식 5.7을 통해 정상 상태에서 DC모터 속도는 전기자 전압(v_a)와 계자 자속(ϕ_f)로 제어 가능함을 알 수 있다. 계자 자속(ϕ_f)을 일정하게 유지한 상태에서 전기자 전압(v_a)의 변동에 대한 식 5.7의 속도-토크 특성은 다음과 같이 표현된다.

$$w_m = K_1 v_a - K_2 T_L \tag{5.8}$$

where, $K_1 = \frac{1}{K\phi_f}$

$$K_2 = \frac{R_a}{(K\phi_f)^2}$$

식 5.8로부터 DC모터의 속도(w_m)는 전기자 전압(v_a)에 따라 비례적으로 변동한다. 따라서 일정한 토크부하에 대해 그림 5.6에서와 같이 전기자 전압(v_a)으로 속도를 선형적으로 제어할 수 있으나, 동일한 전기자 전압을 인가하더라도 부하 토크(T_L)가 달라지면 속도가 변하게 된다. 이와 같은 제어를 위해서는 직류 전압을 가변할 수 있는 전원 장치(power supply)가 필요하며 위상 제어 정류기(phase controlled rectifier)나 초퍼(chopper)와 같은 전력 변환 장치가 주로 사용된다.

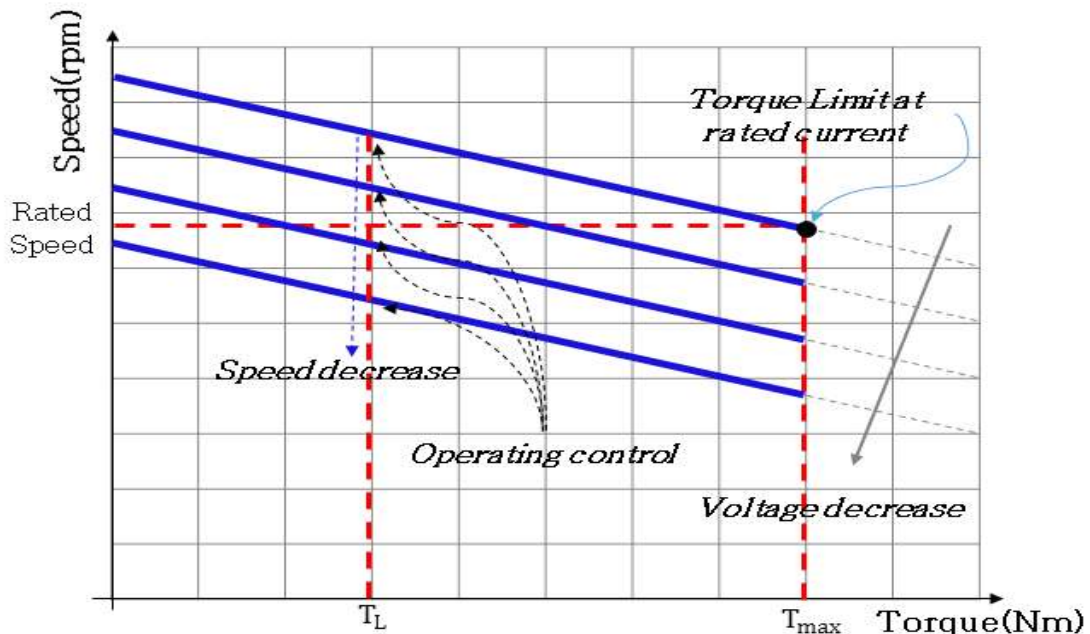


Fig. 5.6 Voltage control of DC motor.

전기자 전압은 정격 전압까지 변동 가능하므로, 이 방법은 0에서 정격속도까지 운전 속도를 변동하는데 사용된다. DC모터를 정격 이상의 고속 영역에서 운전하기 위해서는 계자 자속을 변화시키는 제어를 해야 한다. 그러나 본 논문에서 사용하고 있는 영구자석 DC모터의 경우 계자자속 제어방법은 사용할 수 없다.

DC모터의 회전 방향을 변경하기 위해서는 토크 방향을 바꾸어 주거나, 전기자 전류의 극성을 바꿔줘야 한다. 계자자속 제어가 가능한 경우, 계자자속의 방향을 바꾸어 토크의 방향을 전환할 수도 있으나, 인덕턴스가 큰 계자 회로의 큰 시정수(time constant)로 인해 자속 변동의 응답특성이 느리며, 시스템의 안정성에도 문제가 발생할 수 있다.

(2) 과도 응답 특성 : 정상 상태에서 전기자 전압을 변동시켜 최종적으로 DC모터 속도를 제어할 수 있다. 그러나 실제 모터를 제어하는 경우, 정상 상태 특성뿐만 아니라 모터의 속도가 어떠한 궤적을 따라 그 최종값에 도달하는가를 나타내는 과도 응답 특성도 중요하다. 과도 응답 특성은 최종적으로 동일한 지령값(reference)에 도달할 수 있지만 그 응답 시간과 궤적은 다를 수 있다. 모터가 원하는 지령값에 최종적으로 추종하더라도 응답 특성이 진동이 심하거나 느리면 실용적으로 제어에 사용하기 어렵다. DC모터에서 과도 응답 특성은 식 5.1, 5.3, 5.5와 5.6에 대한 라플라스 변환식을 이용한 시스템의 전달함수를 이용하여 분석할 수 있다. DC모터의 과도응답 특성을 확인하기 위하여 전기자 회로의 전압방정식(식 5.1)과 기계시스템 방정식(식 5.6)을 라플라스 변환하면 식 5.9와 5.10로 나타낼 수 있다.

$$V_a(s) = (R_a + sL_a)I_a(s) + e_a(s) = (R_a + sL_a)I_a(s) + k_e\phi_f w_m(s) \quad (5.9)$$

$$T_e(s) = (Js + B)w_m(s) + T_L = k_T\phi_f I_a(s) \quad (5.10)$$

식 5.9와 5.10으로부터 입력을 전기자 전압, 출력을 속도로 하는 영구자석 DC모터 구동시스템의 블록선도는 그림 5.7과 같다.

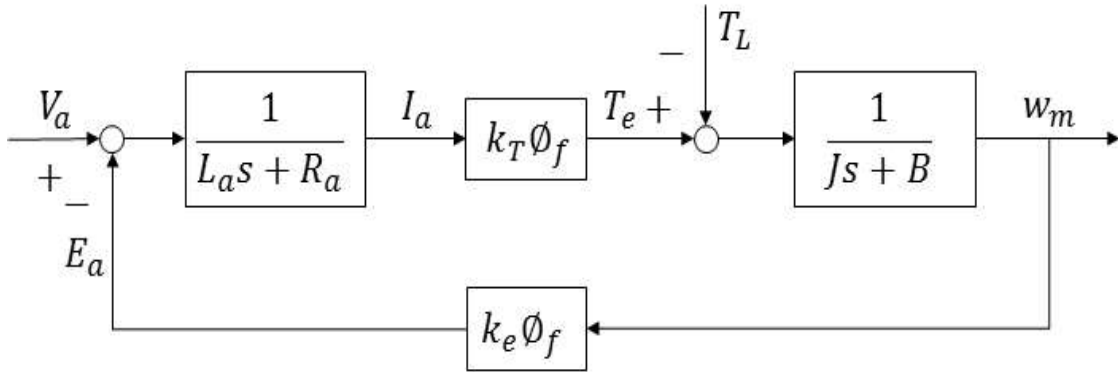


Fig. 5.7 Block diagram of the permanent magnet DC motor.

DC모터에 전기자 전압을 인가하는 경우, 모터속도의 과도응답 특성은 전기자 전압을 입력으로 하고 속도를 출력으로 하는 DC모터 구동시스템의 폐루프(closed loop) 전달함수를 통해 확인할 수 있다. $T_L = 0$ 으로 가정하면, 전달함수는 다음과 같다.

$$\frac{w_m}{V_a} = \frac{\frac{K}{JL_a}}{s^2 + \left(\frac{R_a}{L_a} + \frac{B}{J}\right)s + \left(\frac{R_a B}{L_a J} + \frac{K^2}{JL_a}\right)} \quad (5.11)$$

where, $K = k_e \phi_f = k_T \phi_f$

전달함수(식 5.11)의 극점(pole)들이 시스템의 과도응답 특성을 결정한다. 즉, 특성방정식의 근인 극점을 통해 DC모터에 전기자 전압을 인가한 경우 속도가 어떻게 변동할 것인지에 대한 과도 응답 특성을 알 수 있다. 따라서 과도 응답 특성은 모터의 전기적 변수인 전기자 권선의 저항(R_a)과 인덕턴스(L_a), 기계적 변수인 회전 관성 모멘트(J)와 마찰계수(B)에 따라 달라진다. 실용적으로 과도응답의 특성을 예측하기 위해 시스템의 마찰토크 성분을 부하 토크에 포함시켜 무시($B=0$)하면 다음과 같이 전달함수를 단순하게 표현할 수 있다.

$$\frac{w_m}{V_a} = \frac{\frac{K}{JL_a}}{s^2 + \frac{R_a}{L_a}s + \frac{K^2}{JL_a}} = \frac{\frac{1}{K} \frac{1}{T_m T_a}}{s^2 + \frac{1}{T_a}s + \frac{1}{T_m T_a}} \quad (5.12)$$

where, $T_m = JR_a/K^2$, (electro-mechanical time constant)

$T_a = L_a/R_a$, (armature circuit time constant)

모터의 특성방정식으로부터 다음과 같이 2개의 극점을 구할 수 있다. 식 5.13과 같이 구해진 2개 극점의 복소수 좌표 위치에 따라 시스템 응답 특성이 결정된다. 먼저 시스템이 발산하지 않는 안정한 응답을 가지려면 극점은 음의 값을 가져야 한다. 이 경우, 극점이 실수 또는 허수인지에 따라 과도 응답 특성이 달라진다. 실수인 경우에는 진동하지 않으며 그 크기가 음으로 클수록 빠른 응답 특성을 보인다. 반면에 허수인 경우에는 진동응답을 보이며 허수값이 클수록 진동하는 주파수가 커지며, 실수값이 클수록 진동이 빠르게 감쇠한다.

$$s = -\frac{1}{2T_a} \pm \frac{1}{T_a} \sqrt{\frac{1}{4} - \frac{T_a}{T_m}} \quad (5.13)$$

5.2 DC모터 위치 제어기

DC모터에 의해 발생된 토크는 그림 5.8과 같이 축에 연결된 기계시스템의 관성을 반영하여 속도(w_m)로 변환되고, 위치(θ)는 출력으로 나타난다. 즉, 위치는 전동기의 속도를 적분한 값이므로 위치를 제어하기 위해서는 전동기의 속도를 제어해야 한다. 그러므로 DC모터(또는 부하)의 위치를 제어하기 위해서는 우선 DC모터의 속도를 제어해야 하며, 속도를 제어하기 위해서는 DC모터의 토크를 제어해야 한다. 따라서 DC모터 출력 토크를 직접 제어하는 것이 가장 효과적이지만 이 경우 DC모터 출력 토크의 계측을 위해 고가의 토크 센서가 필요하므로 실용적이지 않다. 반면에 계자 자속이 일정한 경우 DC모터 토크는 식 5.5에서와 같이 전기자 전류(i_a)에 비례하므로 전기자 전류를 제어하여 DC모터 속도를 제어하는 방법이 일반적으로 사용된다. 이 경우 전류 제어를 통해 원하는 토크를 발생시키기 위해서는 DC모터의 인가 전압(v_a)을 속도에 따라 변경해야 한다.

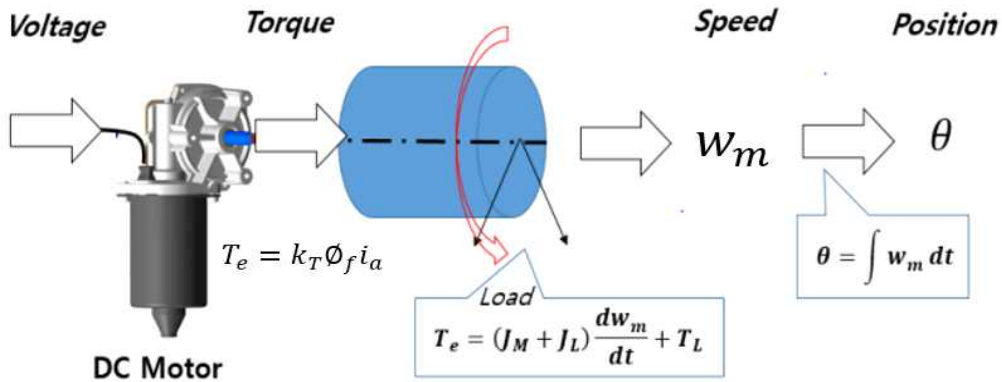


Fig. 5.8 DC motor control concept.

5.2.1. 모터의 제어시스템

일반적인 산업용 DC모터 위치 제어시스템은 그림 5.9에서와 같이 위치, 속도, 전류 등 요구되는 물리량의 제어를 위한 여러 제어기들이 직렬(cascade)로 연결된 구조를 갖는다.

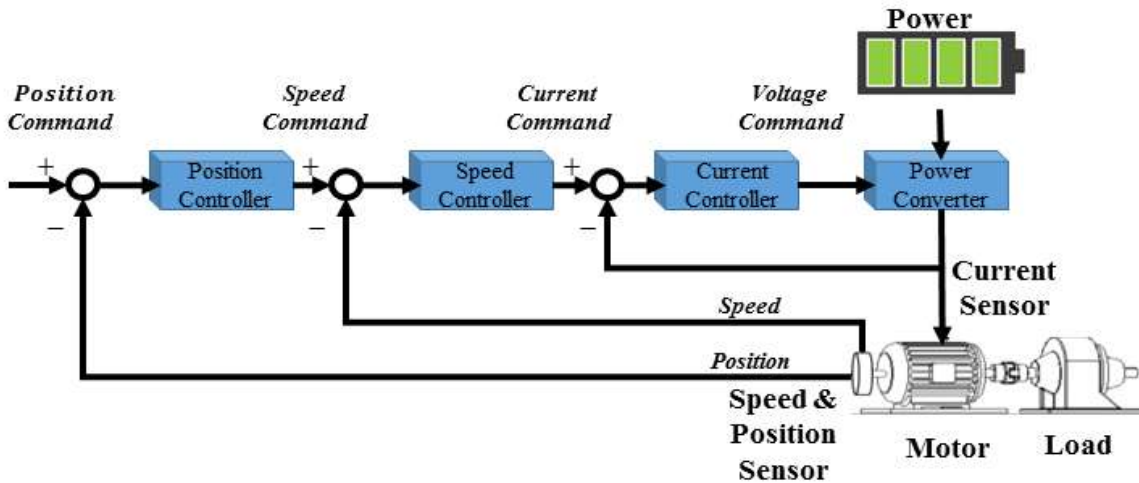


Fig. 5.9 Position control system for industrial application.

그러나 그림 5.9의 산업용 위치 제어시스템 구조에서 속도 센서로 주로 사용되는 광학형 엔코더는 저온에서 검출 특성이 좋지 않으며 충격이나 오염 등의 환경 요소에 취약하므로 트랙터와 같이 가혹한 사용 조건을 갖는 제품에서는 신뢰성을 갖기 어렵다. 그리고 고가의 전류 센서는 대상 시스템의 가격적인 면을 고려하여 제외하였다. 따라서 본 논문에서 대상으로 하는 위치 제어시스템은 그림 5.10 같이 단순화한 구조의 위치 제어시스템을 사용하였다.

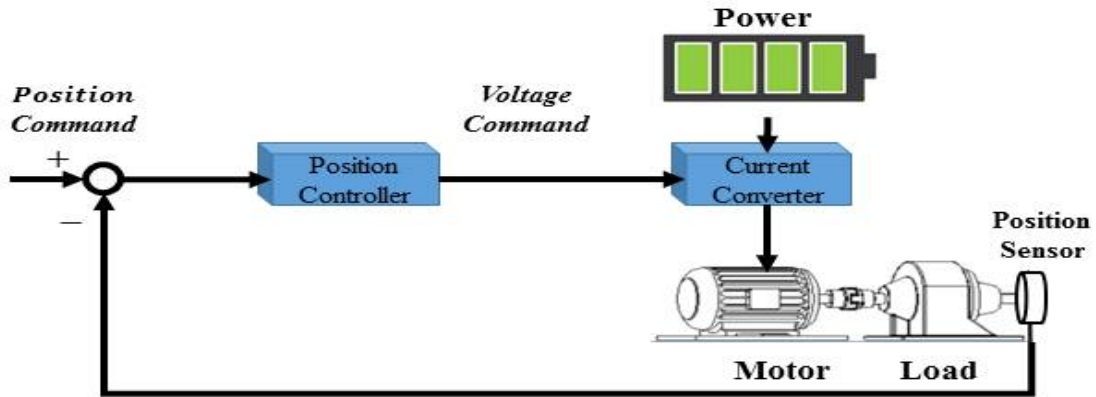
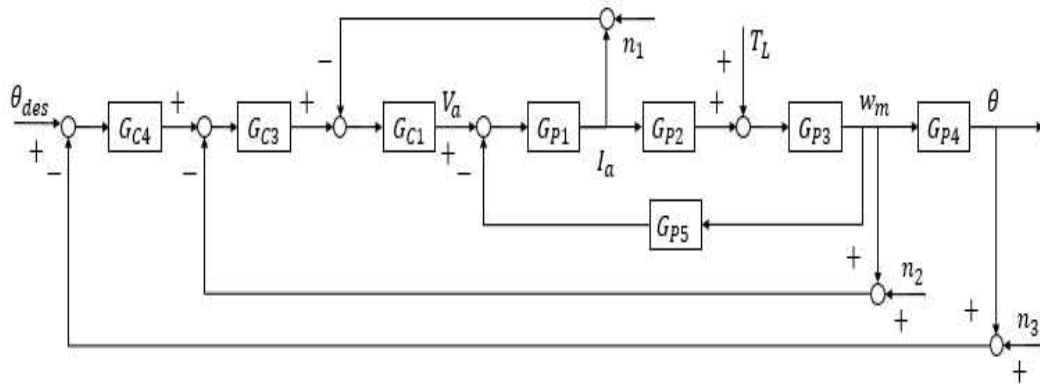


Fig. 5.10 Position control system for the target application.

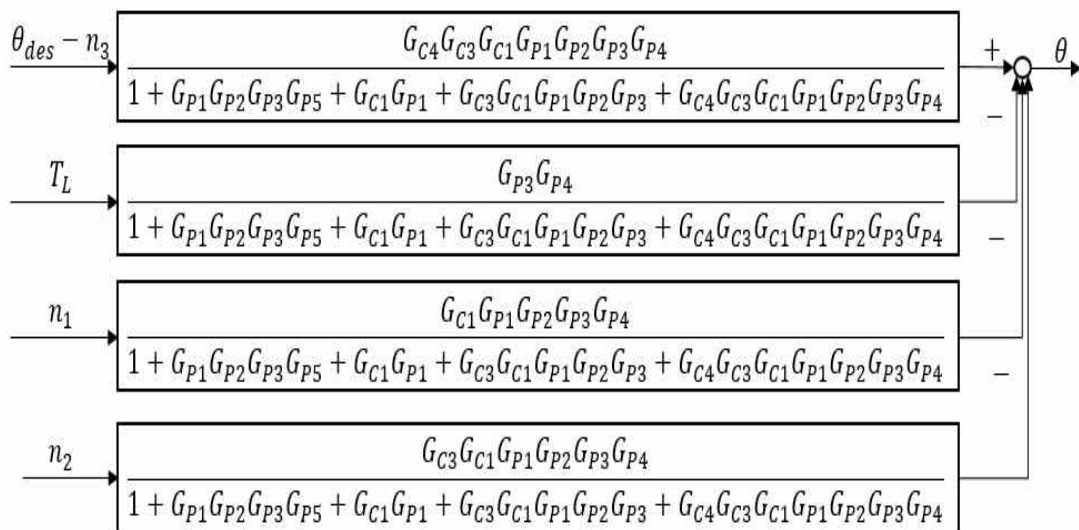
이때 산업용 위치 제어시스템의 구조(그림 5.9)는 각각의 제어기들의 파라미터들이 적절하게 조정되었다면 본 논문의 대상인 그림 5.10의 위치 제어시스템의 구조에 비하여 부하에 의한 토크 변동과 같은 외란의 영향에 강인한 특성을 갖는다. 그림 5.9와 5.10의 위치 제어시스템의 구조에 대하여 각각의 시스템에 대한 블록선도를 그림 5.11과 5.12에 나타내었다. 이때 DC모터 구동시스템에 대한 각각의 전달함수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 G_{P1} &= \frac{1}{L_a s + R_a} \\
 G_{P2} &= k_T \phi_f \\
 G_{P3} &= \frac{1}{J s + B} \\
 G_{P4} &= \frac{1}{s} \\
 G_{P5} &= k_e \phi_f
 \end{aligned} \tag{5.14}$$

제어시스템에서 외란에 강인하다는 것은 제어기의 전달함수를 조정하여 위치 지령값 (θ_{des})에 대한 전달함수를 1에 가까운 값으로 맞추면서 동시에 부하 토크(T_L)에 대한 위치(θ)로의 전달함수를 0에 가깝게 조정할 수 있다는 것이다. 따라서 그림 5.11과 5.12에서 조정할 수 있는 제어기가 G_{C1} , G_{C3} , G_{C4} 라고 하면 그림 5.12(b)가 그림 5.12(a)에 비해 부하 토크(T_L)에 대한 전달함수가 0에 가깝도록 설계할 수 있는 자유도가 더 높으므로 외란에 대해 더 강인한 제어 특성을 갖는다고 할 수 있다. 이와 같은 특성으로 인해 그림 5.10의 위치 제어시스템의 구조를 이용하여 모터의 위치 제어를 수행할 때는 단순히 제어기 파라미터를 튜닝하는 것으로는 외란의 영향을 극복하기 어렵다.

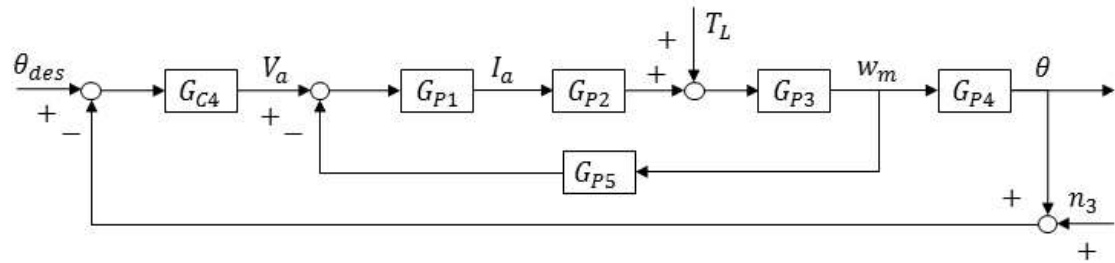


(a) Original diagram of position control system

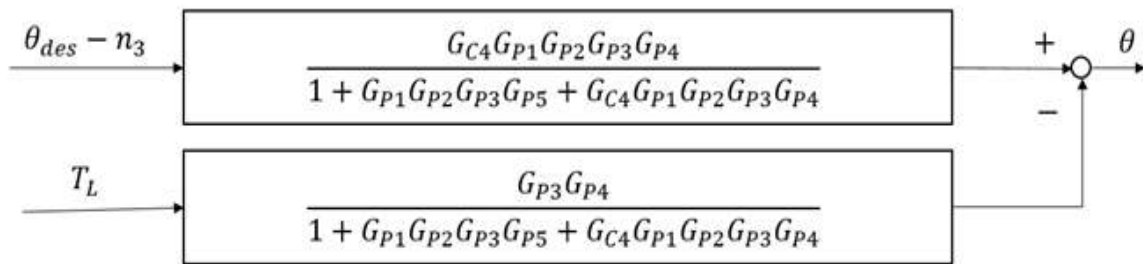


(b) Equivalent diagram of position control system

Fig. 5.11 Block diagram of DC motor position control system.



(a) Original diagram of position control system



(b) Equivalent diagram of position control system

Fig. 5.12 Block diagram of target DC motor position control system.

따라서 본 연구의 목적은 사용 환경, 성능 및 재료비 등을 고려하여 단순화한 그림 5.12와 같은 DC모터의 위치 제어시스템에 대한 외란의 영향을 최소화하는 제어기(G_{C4})를 설계하는 것이다.

5.2.2 DC모터 구동시스템의 상태 방정식

제어시스템의 복잡도가 증가함에 따라 성능에 대한 보다 정밀한 해석의 필요성이 증가하고, 발전된 컴퓨터 기술에 의해 해석이 가능해지면서 1960년대 이후 상태의 개념을 기초로 하는 동적시스템의 시간영역 해석방법이 개발되어 현재까지 널리 사용되고 있다. 일반적으로 대상 시스템에 대하여 외부에서 시스템으로의 작용 또는 정보 전달을 ‘입력(input)’이라 하면 입력이 인가된 결과로서 생기는 시스템에서 외부로의 작용이나 정보를 ‘출력(output)’이라고 한다. 동적시스템에 있어서 특정한 시간에서의 출력은 그 시간에서의 입력에 의해서만 결정되는 것이 아니라 과거의 입력들의 영향도 받게 된다. 이는 동적시스템이 그 내부에 과거의 입력들에 대한 영향을 받는 요소들을 가지고 있기 때문이다. 동적시스템의 상태(state)란 이와 같은 요소들의 정보 중에서 그 시스템에 대한 거동을 완전히 결정하기 위하여 필요한 최소의 집합을 말한다. 상태 변수(state variable)는 이와 같은 상태를 나타내기 위한 최소 개수의 변수들을 말하며, 물리적으로

측정될 수 없거나 관측될 수 없는 것이라도 상태변수가 될 수 있다.

연속 시간 선형 시불변(time-invariant) 시스템에 대하여 일반적으로 입력 $u(t)$ 와 상태변수 $x(t)$, 출력 $y(t)$ 는 다음과 같은 상태 방정식(state equation)으로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Ax(t) + Bu(t) \\ y(t) &= Cx(t) + Du(t) \end{aligned} \quad (5.15)$$

where, A : State matrix
 B : Input matrix
 C : Output matrix
 D : Direct transmission matrix

식 5.15의 상태 방정식을 블록선도로 나타내면 그림 5.13으로 표현할 수 있다.

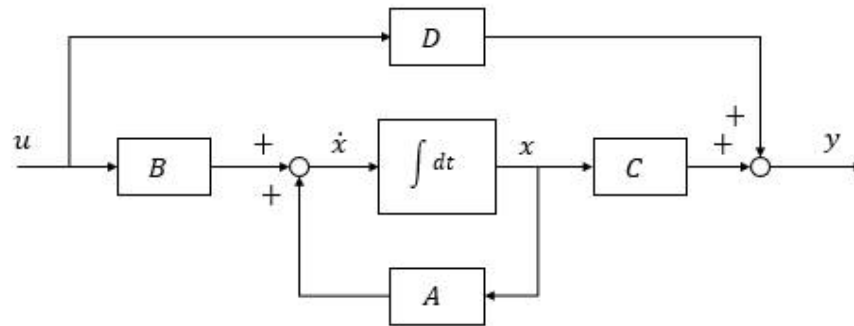


Fig. 5.13 Block diagram of linear time-invariant state equation.

제어기들은 시스템에 대한 상태 방정식을 기반으로 설계 혹은 해석되므로 대상 시스템인 DC모터 구동시스템의 상태 방정식을 유도하였다. 그림 5.9와 같은 시스템에 대한 상태 방정식은 식 5.1, 5.3, 5.5와 5.6으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{d\theta}{dt} = w_m \quad (5.16)$$

$$\frac{dw_m}{dt} = -\frac{B}{J}w_m + \frac{k_T\phi_f}{J}i_a - \frac{1}{J}T_L \quad (5.17)$$

$$\frac{di_a}{dt} = -\frac{k_e\phi_f}{L_a}w_m - \frac{R_a}{L_a}i_a + \frac{1}{L_a}v_a \quad (5.18)$$

이때 $x = [\theta \ w_m \ i_a]^T$, $y = \theta$, $u = v_a$ 이라 하면 식 5.16 ~ 5.18은 다음과 같은 형태로 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Ax(t) + Bu(t) + Ew(t) \\ y(t) &= Cx(t) + v(t) \end{aligned} \quad (5.19)$$

$$\text{where, } A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\frac{B}{J} & \frac{k_T \phi_f}{J} \\ 0 & -\frac{k_e \phi_f}{L_a} & -\frac{R_a}{L_a} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{L_a} \end{bmatrix}, \quad E = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{J} \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$C = [1 \ 0 \ 0]$$

$$w(t) = T_L \text{ (disturbance)}$$

$$v(t) = \text{Sensor Noise}$$

5.2.3. DC모터 제어 알고리즘

5.2.3.1 PID 제어기

PID(Proportional-Integral-Derivative) 제어기는 제어를 위한 방법으로 명령값(r)과 출력에 대한 오차(e)의 비례(proportional), 적분(integral), 미분(derivative) 값을 사용하는 제어기를 말한다. PID 제어기의 기본식은 다음과 같다.

$$u(t) = K_P e(t) + K_I \int_0^t e(\tau) d\tau + K_D \frac{d}{dt} e(t) \quad (5.20)$$

식 5.20에 대한 블록선도는 그림 5.14와 같다.

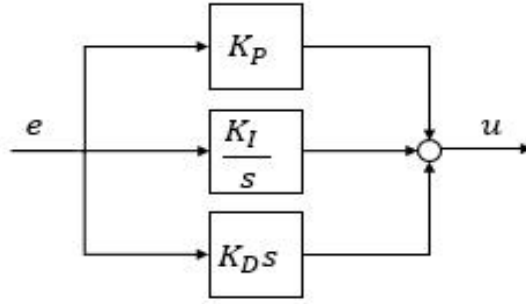


Fig. 5.14 Block diagram of PID controller.

PID 제어기의 비례 게인(K_P)은 과거에서 현재까지의 오차의 누적값에 대한 중요도, 적분 게인(K_I)은 현재 오차의 크기에 대한 중요도, 미분 게인(K_D)은 오차의 미래 예측값의 중요도를 각각 나타낸다. 일반적으로 만족할 수 있는 결과를 얻기 위해 각 제어 대상의 특성에 대응하여 적절하게 튜닝해서 사용한다. 대상 시스템에 대하여 PID 제어기의 명령값에 대한 출력의 정상 상태 이득을 구하기 위하여 $G_{C4} = K_D s + K_P + K_I/s$ 라 하고 그림 5.12의 수식을 이용하여 다음과 같이 정상상태 이득을 구할 수 있다.

$$\lim_{s \rightarrow 0} \frac{G_{C4} G_{P1} G_{P2} G_{P3} G_{P4}}{1 + G_{P1} G_{P2} G_{P3} G_{P5} + G_{C4} G_{P1} G_{P2} G_{P3} G_{P4}} = 1 \quad (5.21)$$

$$= \lim_{s \rightarrow 0} \frac{1}{\left(\frac{(L_a s + R_a)(J s + B)}{K_T \Delta_f} \frac{s^2}{K_D s^2 + K_P s + K_I} + \frac{K_e \Delta_f s^2}{K_D s^2 + K_P s + K_I} + 1 \right)}$$

동일한 방법으로 외란에 대한 출력값의 정상 상태 이득은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\lim_{s \rightarrow 0} \frac{G_{P3} G_{P4}}{1 + G_{P1} G_{P2} G_{P3} G_{P5} + G_{C4} G_{P1} G_{P2} G_{P3} G_{P4}} = 0 \quad (5.22)$$

$$= \lim_{s \rightarrow 0} \frac{1}{(J s + B) s + \frac{K_e K_T \Delta_f^2 s}{(L_a s + R_a)} + \frac{(K_D s + K_P + K_I/s) K_T \Delta_f}{L_a s + R_a}}$$

따라서 PID 제어기는 정상 상태일 때 명령값을 추종하면서 외란을 제거할 수 있음을 확인하였다.

5.2.3.2 외란 관측기를 가진 PID 제어기

외란 관측기(disturbance observer, DOB)는 외란이 존재하는 시스템에서 이를 관측하고 그것을 입력에서 보상하여 우수한 출력 성능을 갖도록 하는 방법이다. 외란 관측기의 이상적인 형태는 그림 5.15와 같다. 이때, 보상된 입력(\bar{u})는 다음과 같이 구할 수 있다.

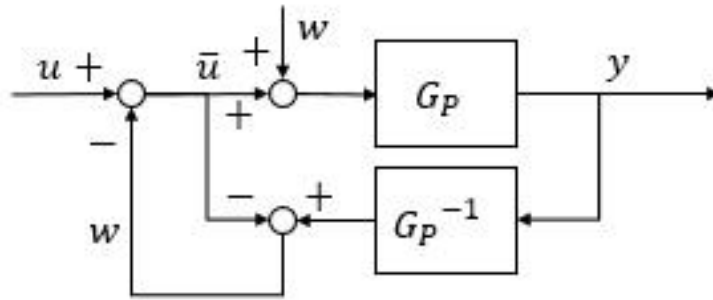
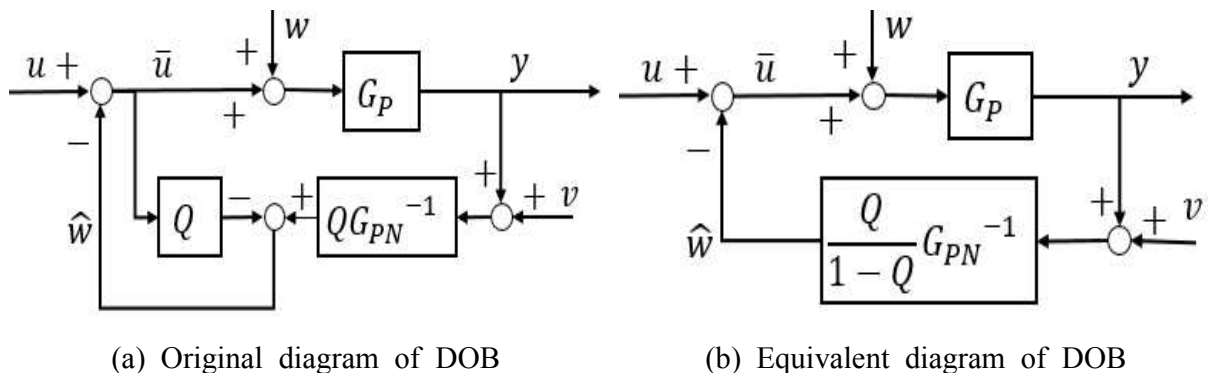


Fig. 5.15 Block diagram of ideal disturbance observer.

$$\bar{u} = u - (G_P^{-1}y - \bar{u}) = u - (G_P^{-1}G_P\bar{u} + G_P^{-1}G_Pw - \bar{u}) = u - w \quad (5.23)$$

따라서 외란 관측기를 갖는 제어기는 이론적으로 외란(w)의 영향을 완전하게 제거할 수 있다. 그러나 그림 5.15와 같은 형태를 실제로 구현하는 경우에는 제어 대상의 모델을 수학적으로 완벽하게 표현하기 어렵다. 또한 일반적으로 모델에 대한 역함수가 구현이 불가능한 형태로 나타나며, 측정 잡음에 의해 제어기의 성능이 영향을 받게 된다. 이와 같은 이유로 인해 실제의 외란 관측기는 다음과 같이 간소화한 모델의 역함수와 저역 대역 필터(low-pass filter, LPF)인 Q -필터를 이용하여 구현된다.



(a) Original diagram of DOB

(b) Equivalent diagram of DOB

Fig. 5.16 Block diagram of implement disturbance observer.

여기서 Q-필터는 크게 두 가지의 기능을 갖는다. 첫째로 일반적인 모델의 역함수를 취할 경우 미분성분이 발생하여 구현이 불가능하므로 모델의 자유도와 같은 차수를 가지는 Q-필터를 추가하여 전달함수를 구현 가능한 형태로 만들어 준다. 둘째로 출력값을 측정할 때 발생하는 잡음을 제거하는 역할을 한다. 이때 외란 관측기의 성능은 Q-필터의 성능에 따라 좌우되므로 Q-필터의 설계는 외란 관측기 설계에서 매우 중요하다. 대상 시스템에 대하여 PID 제어를 사용하였을 경우, 외란 관측기의 명령값에 대한 출력의 정상 상태 이득을 구하기 위하여 $G_{C4} = K_D s + K_P + \frac{K_I}{s} + \frac{Q \cdot G_{PN}^{-1}}{(1-Q)}$ 라 하고 그림 5.12의 수식을 이용하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \lim_{s \rightarrow 0} \frac{G_{C4} G_{P1} G_{P2} G_{P3} G_{P4}}{1 + G_{P1} G_{P2} G_{P3} G_{P5} + G_{C4} G_{P1} G_{P2} G_{P3} G_{P4}} \\ = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{G_{C4} K_T \Delta_f}{(L_a s + R_a)(J s + B)s + K_T \Delta_f K_e \Delta_f s + G_{C4} K_T \Delta_f} = 1 \end{aligned} \quad (5.24)$$

이때 PID 제어기만 사용한 경우에 비하여 외란 관측기를 함께 사용하였을 때에 G_{C4} 가 더 커지지만 G_{C4} 가 분자와 분모 항에 모두 포함되어 있으므로 G_{C4} 가 커지는 것이 과도응답의 명령값에 대한 추종 능력에 크게 영향을 미치지 않는다. 동일한 방법으로 외란에 대한 출력값의 정상 상태 이득은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \lim_{s \rightarrow 0} \frac{G_{P3} G_{P4}}{1 + G_{P1} G_{P2} G_{P3} G_{P5} + G_{C4} G_{P1} G_{P2} G_{P3} G_{P4}} \\ = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{1}{(J s + B)s + \frac{K_e K_T \Delta_f^2 s}{L_a s + R_a} + \frac{K_T \Delta_f}{L_a s + R_a} \left\{ K_D s + K_P + \frac{K_I}{s} + \frac{Q G_{PN}^{-1}}{(1-Q)} \right\}} = 0 \end{aligned} \quad (5.25)$$

이때 PID 제어기만 사용한 경우에 비해 외란 관측기를 함께 사용하였을 때에 G_{C4} 가 더 커지고 G_{C4} 가 분모 항에만 존재하므로 외란에 대한 과도응답이 상대적으로 개선되는 것을 알 수 있다. 따라서 외란 관측기를 PID 제어기와 함께 사용한다면 외란을 제거하는 특성이 향상됨을 알 수 있다.

5.2.3.3 선형 제차 추적 제어기

선형 제차 추적 제어기(linear quadratic tracking, LQT)는 출력 되먹임 제어기(output feedback controller)를 설계하기 위하여 가장 단순한 형태의 관측기 인 루엔버그(Luenberger) 관측기를 적용한 LQT(conventional LQT) 알고리즘이다.

Karimi-Ghartemani(2011)과 김지환(2015)은 루엔버그 관측기를 이용하여 출력 되먹임만을 사용한 LQT 제어기를 소개하였으며, 이 제어 알고리즘은 비용 함수(cost function)를 최소화하기 위한 제어 문제의 수학적 최적해를 설계할 수 있다고 하였다. 즉, 식 5.19와 같은 DC모터 구동시스템의 상태 방정식에 대하여 $e(t) = r(t) - y(t)$ 라 할 때, LQT 제어기는 다음과 같은 비용 함수를 최소화하는 최적 제어 문제의 해라고 하였으며, 김지환(2015)의 알고리즘을 기반으로 유도하면 다음과 같다.

$$J = \lim_{t_f \rightarrow \infty} \frac{1}{2} \int_0^{t_f} (e^T Q e + u^T R u) dt \quad (5.26)$$

where, Q : Weight factor of the tracking error
 R : Weight factor of the input

식 5.19의 상태 방정식에 대한 최적해를 구하기 위하여 식 5.26의 헤밀토니안(Hamiltonian)을 구하면 다음과 같다.

$$H = \frac{1}{2} e^T Q e + \frac{1}{2} u^T R u + \lambda^T (Ax + Bu + Ew) \quad (5.27)$$

where, λ : Lagrange multiplier

식 5.26이 최소값이 되기 위한 필요조건은 다음과 같다.

$$\frac{d}{dt} \lambda = - \frac{\partial H}{\partial x} = C^T Q e - A^T \lambda \quad (5.28)$$

$$0 = \frac{\partial H}{\partial u} = u^T R + \lambda^T B \quad (5.29)$$

식 5.29에 의해 다음과 같이 제어기를 설계할 수 있다.

$$u = -R^{-1}B^T\lambda \quad (5.30)$$

식 5.30을 식 5.19에 대입하고 식 5.28과 합치면 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & -BR^{-1}B^T \\ -C^TQC & -A^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \lambda \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & E \\ C^TQ & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r-v \\ w \end{bmatrix} \quad (5.31)$$

$$e = [-C \ 0] \begin{bmatrix} x \\ \lambda \end{bmatrix} + [I \ 0] \begin{bmatrix} r-v \\ w \end{bmatrix}$$

이때 역행렬 정리를 이용하여 다음과 같이 정상 상태일 때의 오차를 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned} \lim_{t \rightarrow \infty} e &= \left([-C \ 0] \begin{bmatrix} -A & BR^{-1}B^T \\ C^TQC & A^T \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 0 & E \\ C^TQ & 0 \end{bmatrix} + [I \ 0] \right) \begin{bmatrix} r-v \\ w \end{bmatrix} \\ &= \{ I - C(A + BR^{-1}B^T A^T C^T QC)^{-1} BR^{-1}B^T A^T C^T Q \} (r-v) + C(A + BR^{-1}B^T A^T C^T QC)^{-1} Ew \\ &= (I - CA^{-1}BR^{-1}B^T A^T C^T QC)^{-1} (r-v) + C(A + BR^{-1}B^T A^T C^T QC)^{-1} Ew \end{aligned} \quad (5.32)$$

따라서 정상 상태일 때의 오차는 $|Q| \rightarrow \infty$ 일 때 $\lim_{t \rightarrow \infty} e \rightarrow 0$ 임을 알 수 있다. 라그랑지 승수가 상태변수에 비례한다고 가정하면 라그랑지 승수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\lambda = Px + g \quad (5.33)$$

이때 P 와 g 는 결정되어야 할 변수들이다. 식 5.33을 미분하면 다음과 같다.

$$\frac{d}{dt} \lambda = \dot{P}x + P\dot{x} + \dot{g} \quad (5.34)$$

식 5.28과 식 5.34에서 $\frac{d}{dt} \lambda$ 는 같은 값을 가짐으로 식 5.35의 등식이 성립한다.

$$\dot{P}x + P\{Ax - BR^{-1}B^T(Px + g) + Ew\} + \dot{g} - C^TQe + A^T(Px + g) = 0 \quad (5.35)$$

식 5.35를 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & (\dot{P} + PA + A^T P - PBR^{-1}B^T P + C^T Q C)x \\ & + \dot{g} + (A^T - PBR^{-1}B^T)g + PEw + C^T Q(v - r) = 0 \end{aligned} \quad (5.36)$$

이때 설계될 제어기가 최적이라면 식 5.36은 모든 상태변수(x)에 대해 성립해야 하므로 이를 위해서는 다음과 같은 등식이 만족되어야 한다.

$$\begin{aligned} \dot{P} &= -PA - A^T P + PBR^{-1}B^T P - C^T Q C \\ \dot{g} &= -(A^T - PBR^{-1}B^T)g - PEw - C^T Q(v - r) \end{aligned} \quad (5.37)$$

그러나 일반적으로 식 5.37에 대한 경계조건은 최종값만 알 수 있으므로 식 5.37의 해는 시간의 역순에 의해서만 결정될 수 있다. 이는 식 5.37이 실시간으로 계산될 수 없음을 의미하므로 실제로는 이의 최종값만을 다음과 같은 등식에 의해 계산하여 사용한다.

$$\begin{aligned} 0 &= -\bar{P}A - A^T \bar{P} + \bar{P}BR^{-1}B^T \bar{P} - C^T Q C \\ 0 &= -(A^T - \bar{P}BR^{-1}B^T)\bar{g} - \bar{P}Ew - C^T Q(v - r) \end{aligned} \quad (5.38)$$

where, \bar{P}, \bar{g} : Steady state value of P, g

이때 센서 노이즈(v)와 외란(w)은 측정할 수 없는 값이므로 이들을 생략하면 다음과 같이 LQT 제어기를 유도할 수 있다.

$$u = -R^{-1}B^T \bar{P}x - R^{-1}B^T(A^T - \bar{P}BR^{-1}B^T)^{-1}C^T Qr \quad (5.39)$$

그림 5.11과 같은 시스템은 상태변수(x)를 모두 측정하므로 식 5.39를 바로 적용할 수 있다. 반면에 그림 5.12와 같은 시스템에서는 모든 상태를 알 수 없으므로 이와 같은 시스템에 LQT를 적용할 경우에는 상태변수(x)를 대신하여 관측기를 통해 추정된 상태변수(\hat{x})를 식 5.39에 대입해야 한다. 가장 단순한 형태의 관측기인 루엔버거 관측기는 다음과 같은 형태로 구성된다.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \hat{x} &= A\hat{x} + Bu + L(y - \hat{y}) \\ \hat{y} &= C\hat{x} \end{aligned} \tag{5.40}$$

where, L : Observer gain

따라서 식 5.39와 식 5.40에 의해 구현된 전체 제어시스템의 블록선도는 그림 5.17로 나타낼 수 있다.

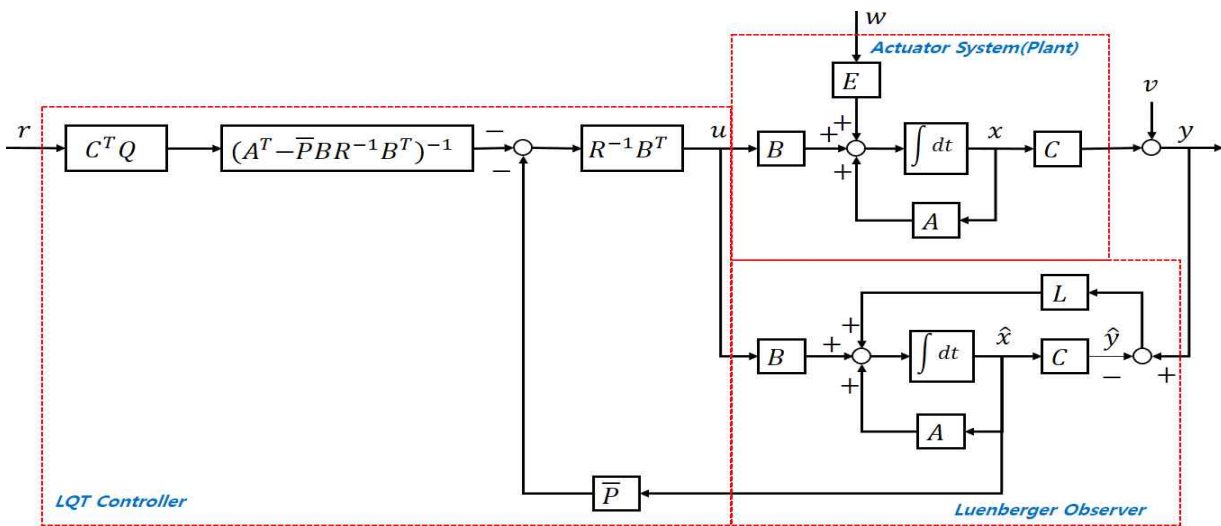


Fig. 5.17 Block diagram of LQT with Luenberger observer.

5.2.3.4 PI 관측기를 갖는 DeLQT 제어기

LQT 제어기는 시스템의 입력과 상태의 2차 함수를 포함한 비용 함수를 최소화하기 위한 제어 문제의 수학적 최적해이다. 식 5.39는 식 5.38에서 외란에 대한 보상항을 무시하였기 때문에 제어 결과가 외란에 의해 영향을 받게 된다. 이와 같은 문제를 해결하는 방법 중의 하나로 외란에 대한 추정치를 구하여 외란에 대한 보상항을 계산하는 방법이 있다. 김지환(2015)은 자동화 수동변속기(AMT)의 기어 변속 제어는 그림 2.3과 같이 위치 경로 참조(reference value)가 필요하므로 PID 혹은 LQR 보다 LQT 제어기가 적합하다고 하였다. 또한, 기존 원조 LQT 제어기를 보완하여 외란을 무시하지 않고 관측기를 통하여 추정한 보완된 MLQT(modified LQT controller)를 제안하였으며, 시뮬레이션을 통하여 PID와 원조 LQT 보다 외란의 영향 제한 성능(disturbance rejection)이 우수함을 증명하였다. 본 논문에서는 이와 같은 외란 추정을 위하여 루엔버그 관측기 대신에 PI 관측기를 사용하는 방법인 DeLQT를 제안하였다.

(1) PI(Proportional-Integral) 관측기 : 루엔버거 관측기가 추정 오차에 대해 비례 성분만을 적용하는 것에 비하여 PI 관측기는 적분 성분을 추가하여 외란을 추정하기 때문에 추정 성능을 높인 것이 특징이다. PI 관측기는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt}\hat{x} &= A\hat{x} + Bu + E\hat{w} + L(y - \hat{y}) \\ \frac{d}{dt}\hat{w} &= L_w(y - \hat{y}) \\ \hat{y} &= C\hat{x}\end{aligned}\tag{5.41}$$

이때 상태의 추정오차 $\hat{e}_x = x - \hat{x}$ 와 외란의 추정오차 $\hat{e}_w = w - \hat{w}$ 의 동특성은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt}\hat{e}_w &= L_w(C\hat{e}_x + v) \\ \frac{d}{dt}\hat{e}_x &= A\hat{e}_x + E\hat{e}_w - L(C\hat{e}_x + v)\end{aligned}\tag{5.42}$$

$\lim_{s \rightarrow 0} v = 0$ 라 가정한다면 추정오차의 정상 상태 오차는 다음과 같다.

$$\lim_{s \rightarrow 0} \begin{bmatrix} A + LC & E \\ L_w C & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{e}_x \\ \hat{e}_w \end{bmatrix} = 0\tag{5.43}$$

그러므로 $\begin{bmatrix} A + LC & E \\ L_w C & 0 \end{bmatrix}$ 가 역행렬을 갖도록 적절한 L 과 L_w 을 선정한다면 추정오차의 정상 상태 오차는 0으로 수렴하는 것을 알 수 있다. 이처럼 PI 관측기는 상대적으로 단순한 구조를 가지면서도 외란에 대한 충분한 추정 성능을 갖고 있기 때문에 실제의 제어 시스템에 적용이 용이한 장점이 있다.

(2) PI 관측기를 적용한 DeLQT(disturbance elimination LQT) 제어기 : 식 5.38에서 센서 노이즈(v)를 생략하고 정리하면 다음과 같은 제어기를 유도할 수 있다.

$$u = -R^{-1}B^T\bar{P}\hat{x} - R^{-1}B^T(A^T - \bar{P}BR^{-1}B^T)^{-1}(C^T Qr - \bar{P}E\hat{w}) \quad (5.44)$$

따라서 식 5.41과 5.44에 의해 구현된 전체 제어시스템의 블록선도는 그림 5.18과 같이 나타낼 수 있다. 시스템에 대한 상태 방정식(식 5.19)에 식 5.44를 대입하면 다음과 같다.

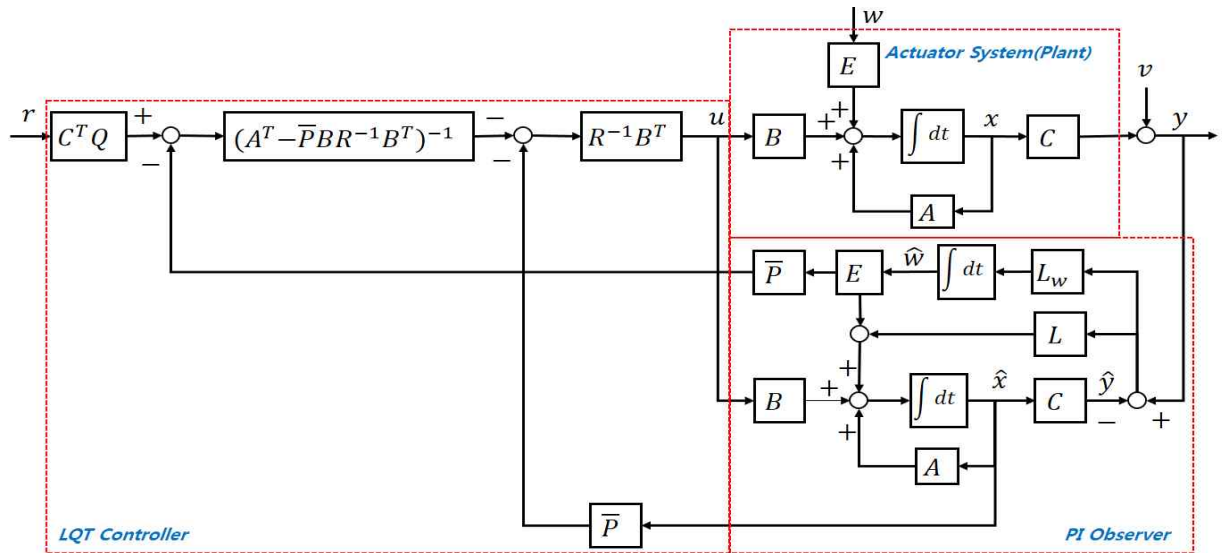


Fig.5.18 Block diagram of DeLQT with proportional-integral observer.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}x &= (A - BR^{-1}B^T\bar{P})x + (BR^{-1}B^T\bar{P})\hat{e}_x + Ew \\ &\quad - BR^{-1}B^T(A^T - \bar{P}BR^{-1}B^T)^{-1}(C^T Qr - \bar{P}E\hat{w}) \end{aligned} \quad (5.45)$$

앞에서 $\lim_{s \rightarrow 0} \hat{e}_x = 0$, $\lim_{s \rightarrow 0} \hat{e}_w = 0$ 임을 보였으므로 출력의 정상 상태는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \lim_{s \rightarrow 0} y &= -C(A - BR^{-1}B^T\bar{P})^{-1}Ew + C(A - BR^{-1}B^T\bar{P})^{-1}BR^{-1}B^T \\ &\quad [(A - BR^{-1}B^T\bar{P})^{-1}](C^T Qr - \bar{P}Ew) \end{aligned} \quad (5.46)$$

이때 \bar{P} 는 LQT과 동일하게 식 5.45의 시스템을 안정화하도록 설계되어 있으므로 제한된 범위를 갖는 명령값(r)과 외란(w)의 경우에 식 5.46의 값을 수렴한다.

5.3 제어 알고리즘 성능 비교

본 장에서는 각 제어 알고리즘의 외란 제거 성능을 비교하기 위하여 4개 제어알고리즘인 PID, DOB를 적용한 PID, LQT와 PI관측기를 적용하여 외란을 추정하는 DeLQT를 비교하였다. 이때 모든 제어 알고리즘에 대하여 제어 명령값에 대한 응답 특성을 유사하게 조정하였다. 이를 위하여 표 5.1의 모터 파라미터를 사용하였다.

Table 5.1 Parameters of target DC motor

Parameters	Symbol	Units	Values
Inductance of amature winding	L_a	H	0.0016
resistance of amature winding	R_a	Ω	4.8
Back EMF constant	k_e	Vs/rad	0.0637
Torque constant	k_T	Nm/A	0.0637
Friction coefficient	B	Nm.s	0.000058
Rotational inertia	J	Nm.rad	0.000025

표 5.2, 5.3 및 5.4 는 본 논문에 사용된 제어기 파라미터를 표시하였다.

Table 5.2 Parameters of the PI observer

Parameters	Symbol	Values
Observer gain	L	$[8600 \ 1.85 \times 10^9 \ -1.17 \times 10^7 \ 10^8]^T$

Table 5.3 Parameters of the PID and LQT controller

Controller	Parameters	Symbol	Values
PID	Proportional gain	K_P	95
	Integral gain	K_I	1.25
	Differential gain	K_D	1.25
LQT	Weight factor of the tracking error	Q	100,000
	Weight factor of the input	R	10

Table 5.4 Parameters of the DOB controller

Parameters	Values
Q-Filter	$\frac{1}{(s+1)^3}$

4개의 제어기를 적용한 전체 폐루프 시스템에 대하여 주파수 입력에 대한 시스템 응답 해석을 수행하였다. 각 제어기를 적용한 전체 폐루프의 보드 선도(Bode diagram)를 그림 5.19에 나타내었다.

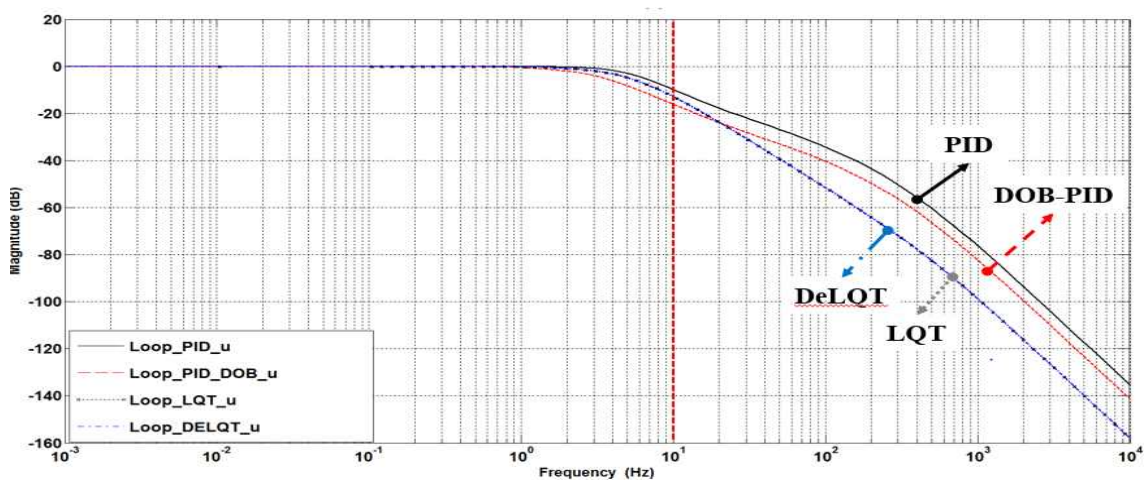


Fig. 5.19 Bode diagram of command responses.

일반적으로 보드선도를 통하여 시스템의 안정성(강인성)과 응답성을 판단할 수 있으나, 여기서 보드선도를 작성한 목적은 해당 제어 시스템의 강인성을 분석하기 위한 것이 아니라 4개 제어기에 대한 응답성을 비교하기 위한 것이다. 그림 5.19에서 볼 수 있는 바와 같이 4개의 제어기가 명령값에 대해 유사한 주파수 응답을 보여준다. 10Hz 이상의 주파수에 대하여 PID와 DOB를 적용한 PID의 응답 특성이 나머지 제어기들과 다소 다르지만 성능의 허용 범위 내에 있는 것을 확인할 수 있었다.

계단응답(step response)은 계단함수에 대한 시스템의 시간응답 특성을 확인할 수 있다. 즉, 시스템이 시간적으로 얼마나 빨리 반응(속응성)하는가를 정량화하는 척도이다. 그림 5.20에서는 PID, DOB를 적용한 PID가 LQT 및 PI관측기를 적용한 DeLQT에 비해 계단응답에 다소 차이는 있으나 성능의 허용 범위 내에서 동작하고 있음을 보여주고 있다.

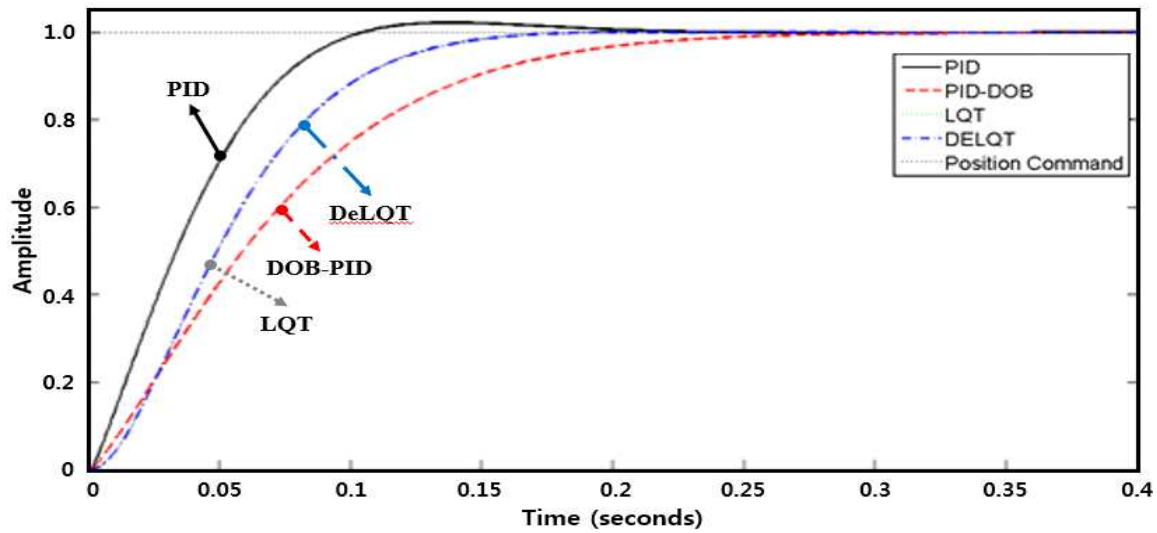


Fig. 5.20 Step responses for the reference.

그림 5.21에서는 4개의 제어기에 대한 외란 응답 특성을 나타낸 것이다. 그림 5.21을 분석해 보면, PID에 비해 DOB를 적용한 PID가 외란의 영향 제한 성능(disturbance rejection)이 더 우수하다고 볼 수 있으나, 1Hz 이하의 저주파 영역에서 성능이 개선되지 않는 것을 알 수 있었다. 반면에 PI 관측기를 이용하여 외란을 추정하는 DeLQT의 경우에는 1Hz 이하의 저주파 영역에서 특성이 큰 폭으로 개선되었음을 확인할 수 있었다. 원조 LQT의 경우에는 저주파 영역에서의 특성이 가장 좋지 않은 것을 알 수 있었다. 대부분의 제어 시스템에서 외란은 저주파 영역에서 발생하는 것을 가정하여 설계되므로 이와 같은 경우에는 PI 관측기를 통하여 외란을 추정하는 DeLQT가 외란 제거 성능이 가장 우수하다고 판단된다. 이때, 1 Hz 이하의 저주파 영역에서 외란의 영향 제한 성능(disturbance rejection)을 검토 한 이유는 본 논문의 연구 대상인 싱크로나이저 변속 시스템에서 위치 제어를 방해하는 가장 중요한 외란은 싱크로나이저가 변속할 때 발생하는 동기화에 기인하는 토크로 가장 빠른 변속 조건인 전진 4단에서 5단 변속에서 1초(1 Hz)가 소요되며, 가장 가혹한 변속 조건인 후진 8단에서 전진 8단으로 변속할 때 가장 긴 변속시간인 2.5초(0.4 Hz)가 소요되기 때문이다.

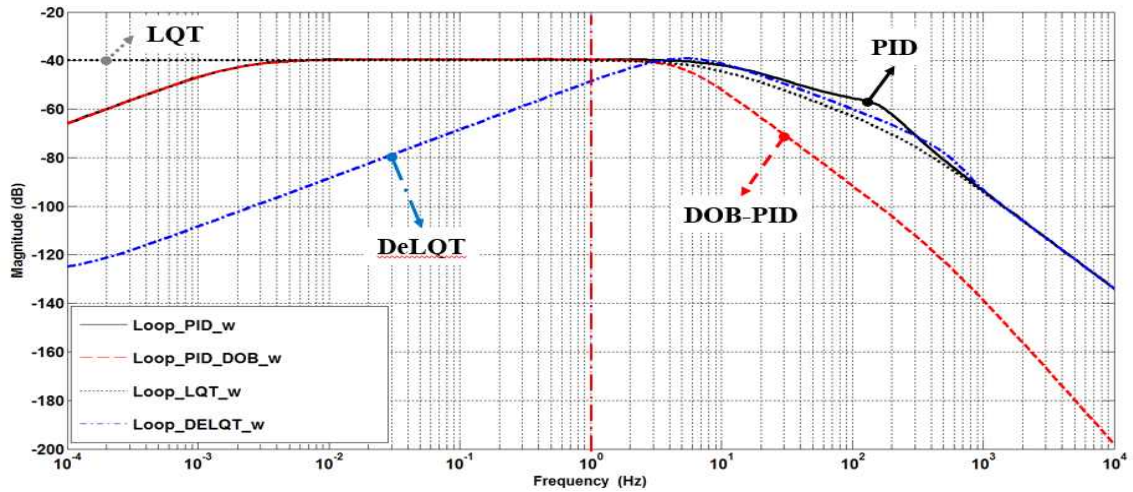


Fig. 5.21 Bode diagram of disturbance responses.

그림 5.22는 외란에 대한 계단 응답 특성을 비교/분석한 것이다. 분석결과, PID와 DOB를 적용한 PID가 0.4초에서 외란에 대한 계단응답이 큰 차이가 없이 감소하지 않는 것을 확인할 수 있었다. 반면 PI관측기를 통하여 외란을 추정하는 DeLQT의 경우에는 0.2초 정도에서 0으로 외란에 대한 계단 응답이 수렴하는 것을 확인하였다. 따라서 이와 같은 결과를 통해 외란을 추정하는 DeLQT가 우수한 외란의 영향 제한 성능 (disturbance rejection)을 갖고 있다는 것을 확인하였다

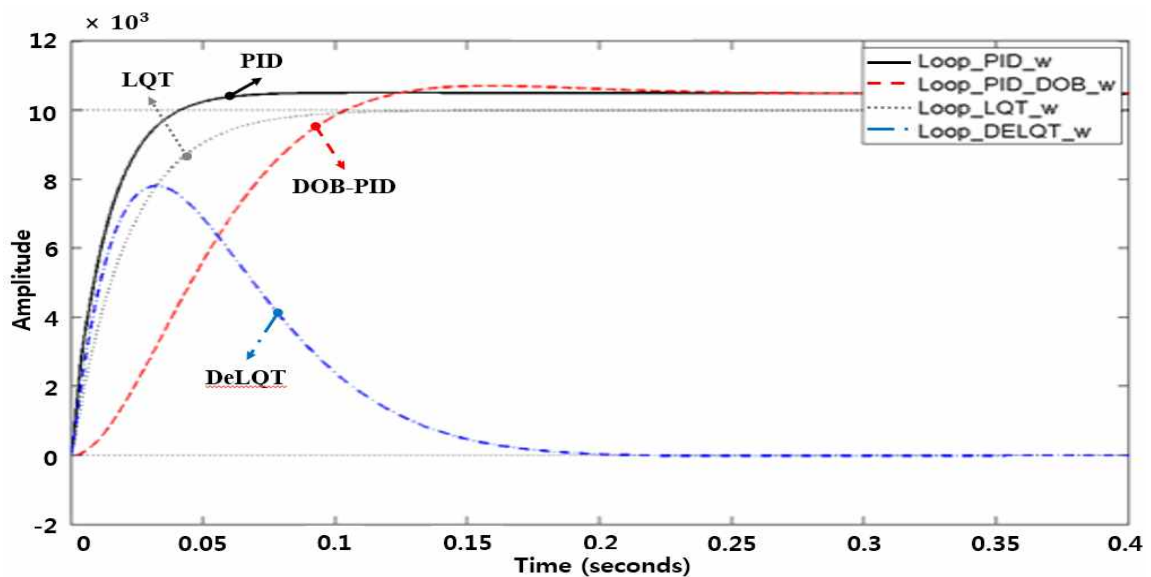


Fig. 5.22 Step responses of the disturbance.

제 6장 DC모터 제어시스템 검증

본 장에서는 각 제어기의 성능을 비교하기 위하여 실제 트랙터에 탑재된 제어 제어 시스템에 4개 제어 알고리즘인 PID, DOB를 적용한 PID, LQT 및 PI 관측기를 적용하여 외란을 추정하는 DeLQT를 적용하여 비교하였다. 이를 위하여 5장과 동일한 모터 및 제어기 파라미터를 사용하였다.

6.1. 위치 제어의 정확성

엔진의 속도를 공회전 속도(850 rpm), 최대 토크 지점의 속도(1,400 rpm), 최대 속도(2,350 rpm)로 변화시켰을 때 주변속 4단에서 5단 변속 시 위치 제어의 정확성을 분석하였다.

(1) 주변속(4단→5단) 변속 위치 제어 : 엔진 공회전 속도(850 rpm)에서 전진 5단으로 출발하여 주행 중 전진 4단으로 하향 변속할 때 각 제어 알고리즘의 결과를 그림 6.1에 비교하여 나타내었다. 그림과 같이 5단 위치(약 73°)에서 약 0.15초 경과 후 변속을 시작하여 0.36초 부근에서 싱크로나이저 링이 완전히 분리되어 중립위치(약 53°~42°)에 들어가게 되며, 이때 변속레일의 중립 홈의 구조에 따라 급격히 변속포크의 위치가 변경된다. 0.36초~0.445초 부근에서는 변속레일의 중립 홈의 구조에 따라 부하가 발생한다. 이때 변속레일 홈의 형상에 기인한 토크가 발생하며, DC모터의 토크가 부하를 극복한다. 0.65초(약 30°)에서 0.78초(약 19°)는 4단 변속을 위한 싱크로나이저 동기화 시간(0.13초)이다. 약 1초 부근에서 변속이 완료된다. PI 관측기를 가진 DeLQT를 제외한 다른 3개의 제어 알고리즘(PID, PID-DOB, LQT)을 사용한 경우에는 위치 명령값(r)을 제대로 추종하지 못하고 약 0.95초에 약 13.2°로 변속을 완료하여 무시하기 어려운 정도의 정상 상태 오차(2.4°)를 보였다. 실제 변속 중 이와 같은 상황이 발생하면 변속이 더 이상 진행되지 않아 트랙터가 정지하게 되므로 변속 기능을 수행할 수 없게 된다.

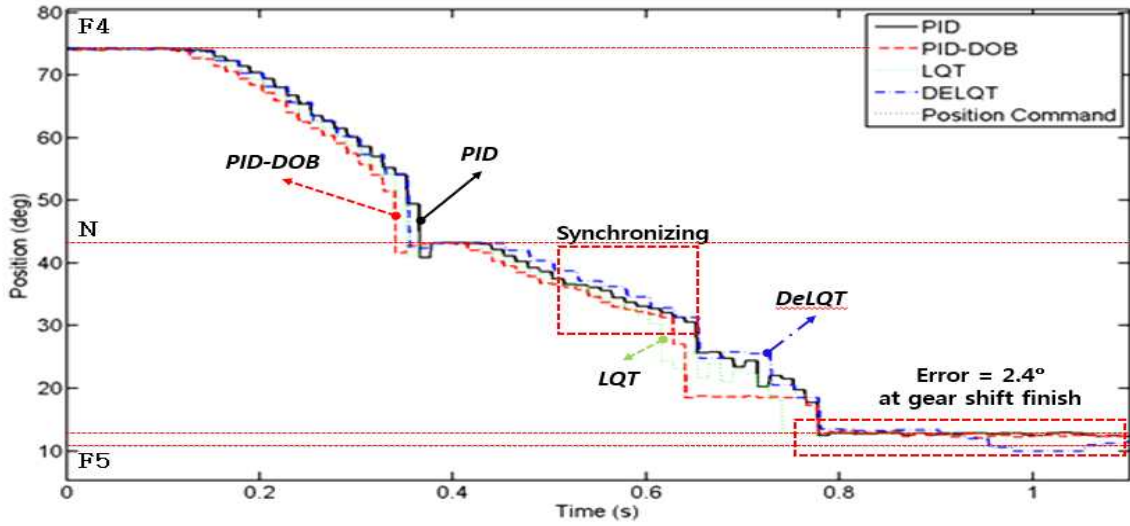


Fig. 6.1 Comparison of time responses of control algorithms(E/G speed 850 rpm).

그림 6.2는 엔진 공회전 속도(850 rpm)에서 DeLQT의 강인성을 보이기 위하여 4회 반복 시험에 대한 결과를 나타낸 것이다. 이 결과에서 볼 수 있는 바와 같이 다소 간의 제어 궤적의 차이는 존재하지만 모든 경우에 대하여 1초 부근에서 위치 명령값을 추종하는 것을 확인할 수 있었다.

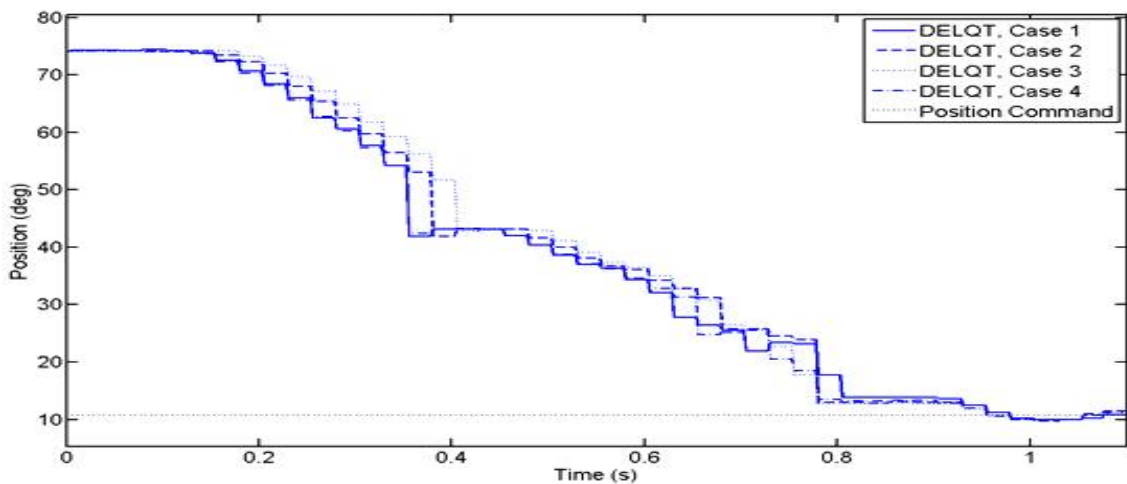


Fig. 6.2 Repetition test result for time responses of DeLQT at 4/5 synchronizer.

그림 6.3은 엔진 최고 토크지점의 속도(1,400 rpm)로 회전하는 동안 각 제어 알고리즘을 적용했을 때의 결과를 도시한 것이다. 공회전 속도에서와 같이 PI 관측기를 가진

DeLQT를 제외한 나머지 세 가지 제어 알고리즘(PID, PID-DOB, LQT)을 사용한 경우에는 위치 명령값을 추종하지 못하고 1.2°의 정상 상태 오차를 보였다. 그림 6.3은 엔진 공회전 속도와 유사한 경향을 가지며, 5단 위치(약 73°)로부터 약 0.14초에 변속을 시작하여 약 1초(약 10.8°) 부근에서 4단으로 변속이 완료된다.

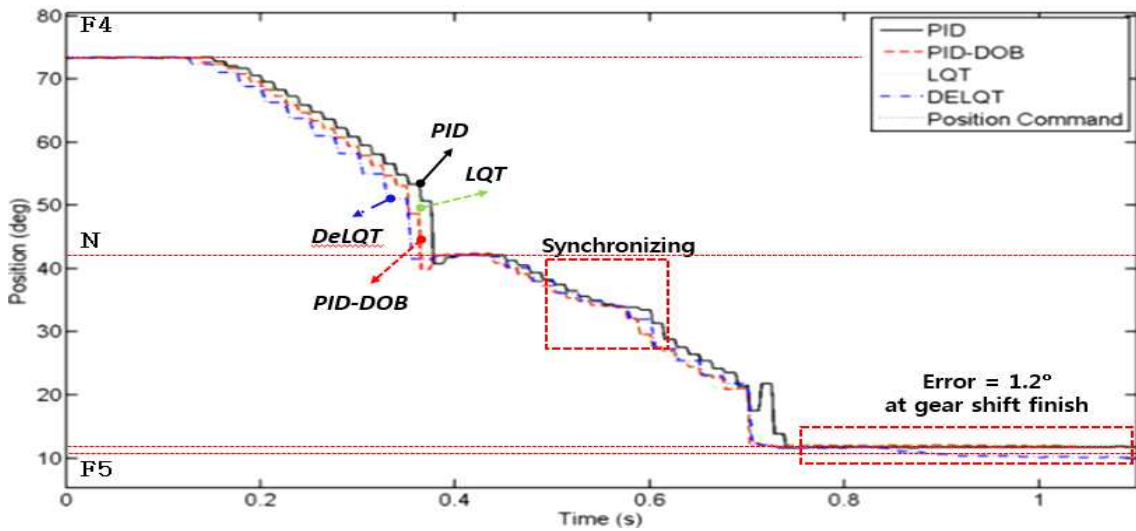


Fig. 6.3. Comparison of time responses of control algorithms(E/G speed 1,400 rpm).

그림 6.4는 엔진 최대 토크 지점의 속도(1,400 rpm)에서 DeLQT의 강인성을 보이기 위하여 4회 반복 시험에 대한 결과를 나타낸 것이다. 4번의 시험 모두 위치 명령값을 잘 추종하는 것을 확인하였다.

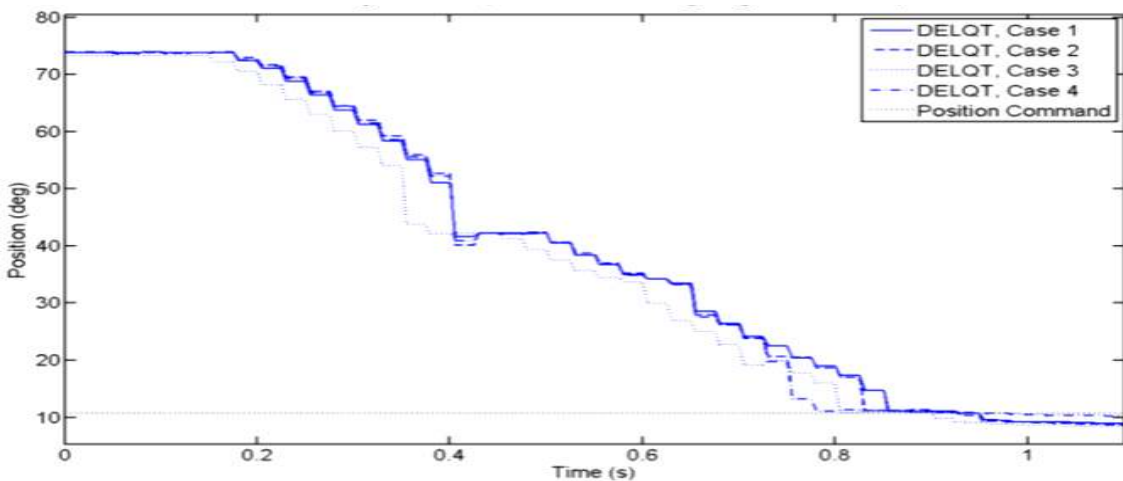


Fig. 6.4 Repetition test result for time responses of DeLQT at 4/5 synchronizer.

그림 6.5는 엔진 최대 회전속도(2,350 rpm)에서 각 제어 알고리즘을 적용했을 때의 결과를 도시한 것이다. 엔진 공회전 속도, 최대 토크지점의 속도에서와 같이 PI 관측기를 가진 DeLQT를 제외한 나머지 세 가지 제어 알고리즘(PID, PID-DOB, LQT)을 사용한 경우에는 위치 명령값을 추종하지 못하고 약 0.7초 이후 1.1°의 정상 상태 오차를 보였다.

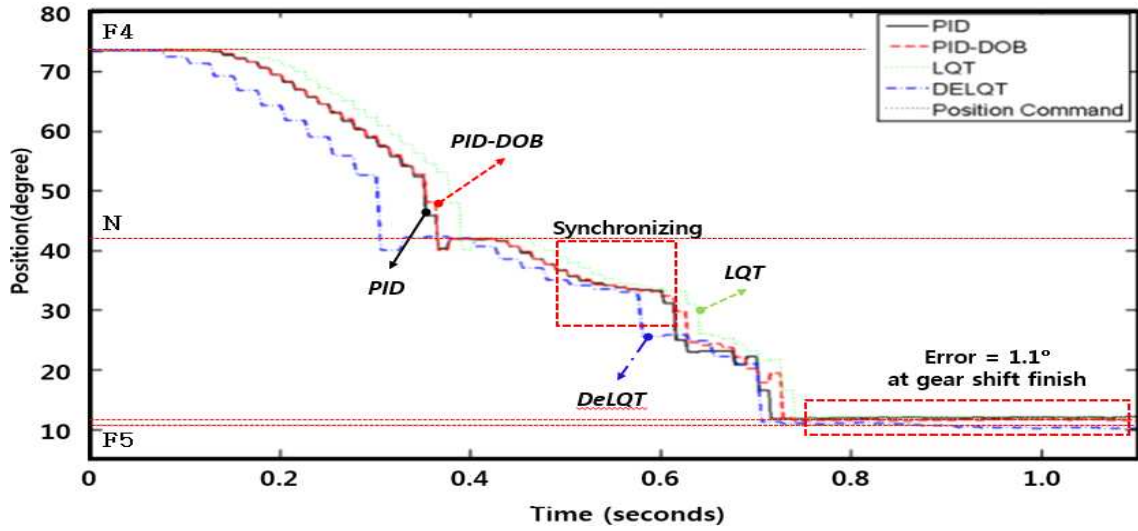


Fig. 6.5. Comparison of time responses of control algorithms(E/G speed 2,350 rpm).

그림 6.6은 DeLQT의 강인성을 확인하기 위하여 시험을 4회 반복하였으며, 모두 위치 명령값을 잘 추종하는 것을 확인하였다.

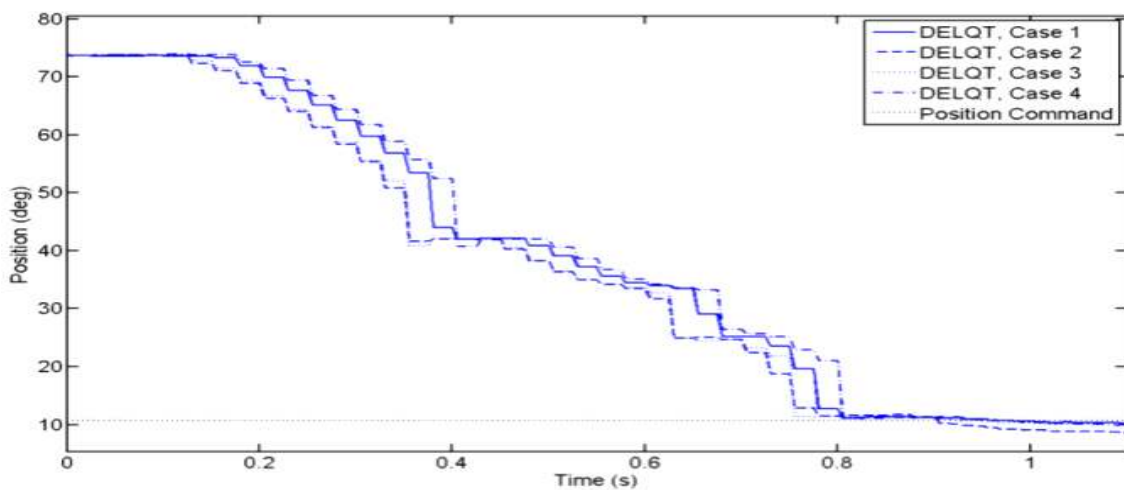


Fig. 6.6 Repetition test result for time responses of DeLQT at 4/5 synchronizer.

(2) 전/후진 변속 위치 제어 : 주변속과 전/후진 변속은 동일한 변속 메커니즘을 가지므로 동일한 제어 알고리즘을 적용하였다. 그림 6.7은 엔진 공회전 속도(850 rpm)에서 전진 5단으로 출발하여 주행 중 후진 5단으로 변속할 때 전/후진 변속포크가 중립 위치에서 후진 위치로 변경되는 경우에 대한 각 제어 알고리즘의 결과를 나타낸 것이다. 이때 시작 위치가 중립인 이유는 전/후진 변속 시 전/후진 방향 전환에 따른 차속의 급격한 변화를 방지하기 위하여 일시적으로 중립 상태에서 주행하여 속도를 감소시키기 때문이다. 그림 6.7에서와 같이 DeLQT를 제외한 다른 모든 제어 알고리즘을 사용한 경우에 위치 명령값을 추종하지 못하고 약 0.75초에 약 15.9°로 변속을 완료하여 무시하기 어려운 정도의 정상 상태 오차(1.5°)를 보였다. 그러므로 이는 주변속 구간 변속(4-5 단) 싱크로나이저 제어 결과에서 볼 수 있는 것과 동일한 문제이며 발생한 정상 상태 오차는 시스템 특성에 의한 것이 아니라 제어 알고리즘 자체의 한계임을 확인하였다.

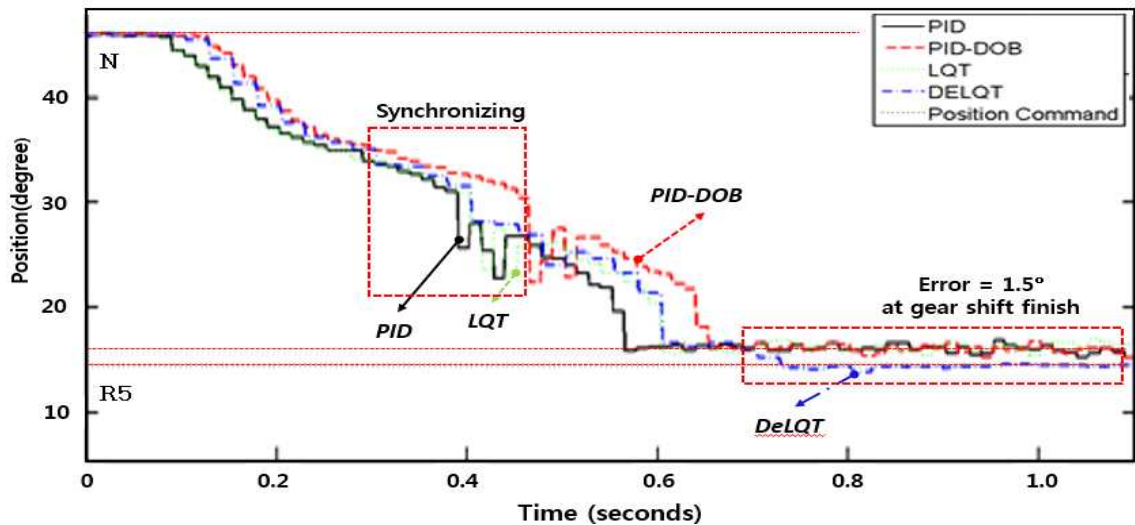


Fig. 6.7 Comparison of time responses of F/R control algorithms(E/G speed 850 rpm).

그림 6.8은 DeLQT의 강인성을 보이기 위하여 4회 반복 시험에 대한 결과를 나타낸 것이다. 이 결과에서 볼 수 있는 바와 같이 다소 간의 제어 궤적의 차이는 존재하지만 모든 경우에 대하여 위치 명령값을 추종하는 것을 확인하였다.

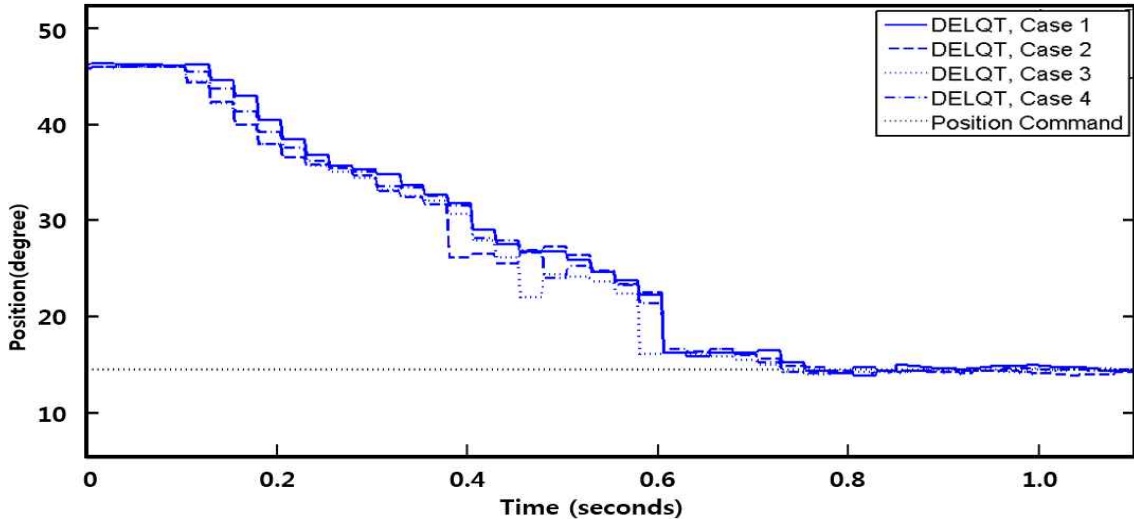


Fig. 6.8 Repetition test result for time responses of DeLQT at FR synchronizer.

6.2. 제어의 응답성

엔진 속도를 공회전 속도(850 rpm), 최대 토크 지점의 속도(1,400 rpm), 최대 속도(2,350 rpm)로 변경하며 주변속 4단→5단으로 변속할 때 싱크로나이저의 제어 응답성을 분석하였다. DeLQT를 제외한 PID, DOB를 적용한 PID, LQT 제어의 경우, 정확한 위치 제어를 수행하지 못하였기 때문에 변속을 완료할 수 없었다. 따라서 운전자의 안전 및 차량 파손을 방지하기 위하여 외란을 고려할 수 있는 PI 관측기를 적용한 DeLQT에 대해서만 제어의 응답성 실차 시험을 수행하였다.

엔진 공회전 속도(850 rpm)에서 전진 5단→4단으로 하향 변속할 때 싱크로나이저가 얼마나 빠른 시간에 변속이 이루어지는지에 대한 시험 결과를 그림 6.9에 나타내었다. 주행 중 빠른 응답성의 변속이 이루어지지 못할 경우, 경사지에서 밀림 현상이 발생하여 사고의 위험이 있으며, 변속 지연에 따른 감속으로 상향 혹은 하향 변속 전/후에 큰 속도차가 발생하여 승차감에 악영향을 줄 수도 있다. 또한 작업 중 부하에 의해 차량이 정지하게 되어 작업 효율이 떨어진다.

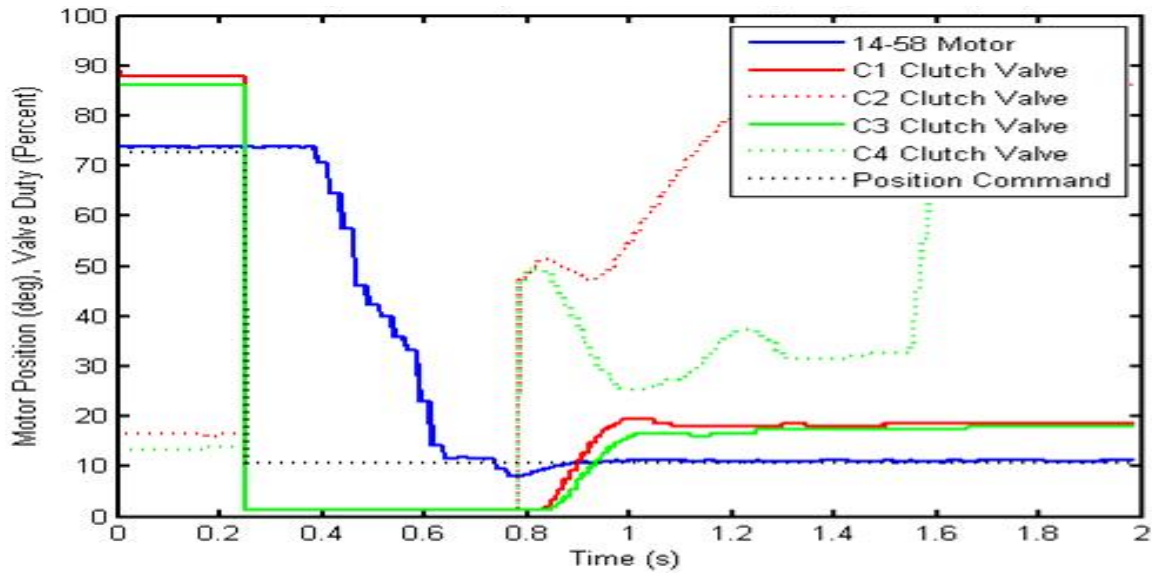


Fig. 6.9 Shifting time of 5-4th downshift when engine speed was 850 rpm.

싱크로나이저 슬리브의 전진 5단 위치(73°) 및 C1과 C3 유압 클러치의 체결로 전진 5단에서 시험을 수행하였다. 약 0.248초에 싱크로나이저 하향 변속을 위해 C1과 C3 유압 클러치를 해제하였다. C1/C3 유압 클러치 해제 후 0.123초 지연 후인 0.371초에 싱크로나이저 슬리브(변속레일/변속포크)의 위치를 5단에서 중립으로 변속하였다. 5단 상태에서부터 C1과 C3 유압 클러치 해제 후 0.123초 동안 싱크로나이저를 작동시키지 않고 지연한 이유는 유압 밸브를 포함한 유압시스템의 경우, 작동 지연이 발생하거나 유압 클러치의 피스톤 유실 내에 잔압이 남아있어 싱크로나이저 동기화에 악영향을 미칠 수 있기 때문이다. 0.371초 까지 5단 위치에 있던 싱크로나이저 슬리브는 0.480초에 중립 위치까지 급격히 이동한 후 4단 변속을 수행하였다. 이때 0.511초부터 싱크로나이저 동기화를 시작하여 동기화 완료(0.562초)할 때까지의 약 0.051초가 싱크로나이저 동기화 시간이다. 싱크로나이저 동기화 완료 후 0.562초에서 0.642초까지 급격한 싱크로나이저 슬리브가 4단 변속방향으로 이동하였다. 0.784초 부근에서 싱크로나이저 위치에 급격한 변경이 발생하지만, 위치 센서의 피드백을 받아 싱크로나이저 슬리브 위치를 조절하였다. 0.784초에 싱크로나이저는 변속거리의 90%인 8.1 mm를 이동하였으며, 이때 C2/C4 유압 클러치의 작동을 시작하여 필업(fill up) 동작을 수행하였다. C2 유압 클러치는 필업 후 발란싱 압력으로 일정시간 유지한 후 C2 클러치의 유실이 채워지면 바로 클러치 연결을 완료하였다. 반면에 C4 유압 클러치는 필업 후 0.988초까지 발란싱 압력으로 감압하여 C4 유압 클러치의 유실이 채워지면 다시 지속적으로 압력을 증가시키며 변속 충격 감소 등 변속 품질 향상을 위하여 출력축 속도를 피드백 받아 완만하게 유압을 상승시켜 유압 클러치를 마찰시키는 모듈레이션(modulation)을 수행하였다. 그러나 1.232

초 부근에서 C4 유압 클러치 비례제어 밸브의 제어신호(PWM duty)가 일시적으로 상승하는 이유는 변속 충격을 감소시키기 위해 클러치 마찰 디스크를 슬립시키는 중 전달토크가 커져 트랙터 속도가 증가하게 되면 속도 센서로 부터 피드백을 받아 부드러운 작동이 되도록 비례제어 밸브의 제어 압력을 조절하기 때문이다. 1.549초 후에 C4 유압 클러치가 체결되기 시작하여 변속을 완료하게 된다. 전진 5단인 C1/C3 클러치 해제부터 싱크로나이저 위치 제어, C2/C4 유압 클러치 체결 완료까지 총 약 1.352초로 완료됨을 확인하였다. 이는 파워시프트 변속기의 제어 시 최대 1.5초 이내로 응답이 빠른 변속 제어가 가능함을 보여준 것이다.

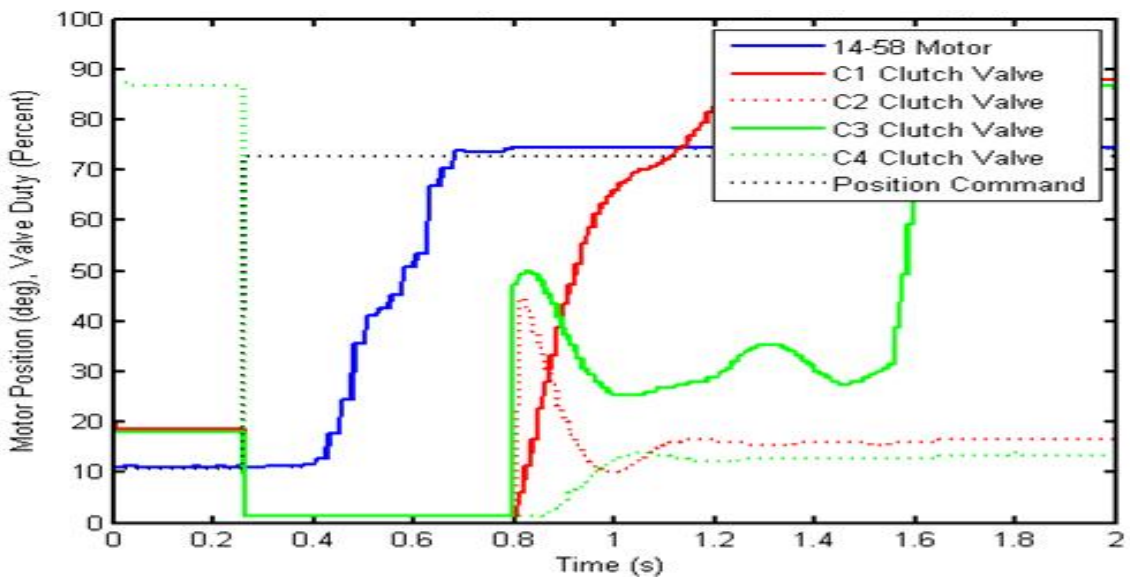


Fig. 6.10 Shifting time of 4-5th upshift when engine speed was 850 rpm.

하향 변속과 동일한 엔진속도 조건으로 전진 4단에서 5단으로 상향 변속할 때, 싱크로나이저가 얼마나 빠른 시간에 변속이 이루어지는지에 대한 시험 결과를 그림 6.10에 나타내었다. 싱크로나이저 슬리브 전진 4단 위치(11°) 및 C1/C3 유압 클러치의 체결로 전진 4단으로 주행하였다. 약 0.262초에 싱크로나이저 상향 변속을 위해 C2와 C4 유압 클러치를 해제하였다. 하향 변속과 동일한 이유로 C2/C4 유압 클러치 해제 후 0.123초 지연 후인 0.385초에 싱크로나이저 슬리브(변속레일/변속포크)의 위치를 4단에서 중립으로 변속하였다. 0.385초까지 5단 위치에 있던 싱크로나이저 슬리브는 0.51초에 중립위치까지 급격히 이동한 후 4단 변속을 수행하였다. 이때 0.572초부터 싱크로나이저 동기화를 시작하여 동기화 완료(0.630초)할 때까지 싱크로나이저 동기화 시간(약 0.058초)이다. 싱크로나이저 동기화 완료 후 0.630초에서 0.688초까지 슬리브가 5단 변속방향으로

급격한 이동을 수행하였다. 0.793초에 싱크로나이저는 변속거리의 90%인 8.1 mm를 이동하였으며, 이때 C1/C3 유압 클러치는 작동을 시작하여 필업 동작을 수행하였다. 이는 하향 변속과 동일한 이유로 싱크로나이저가 완전히 변속되기 전인 이동거리의 90% 이동 시 C1/C3 유압 클러치 작동시켜 전체 상향 변속 시간을 감소시키기 위함이다. 이때 C1 유압 클러치는 부품 간 슬립 없이 바로 클러치 체결을 완료하였다. 반면에 C3 유압 클러치는 0.824초에 필업 후 1초까지 발란싱 압력으로 감압하여 C3 유압 클러치의 유실이 채워지면 다시 지속적으로 압력을 증가시키며, 변속 충격 감소 등 변속 품질 향상을 위하여 출력축 속도를 피드백 받아 완만하게 유압을 상승시켜 유압 클러치를 마찰시키는 모듈레이션을 수행하였다. 그러나 1.309초 부근에서 C3 유압 클러치 비례제어 밸브의 제어신호(PWM duty)가 일시적으로 상승하며, 이는 하향 변속과 동일한 이유로 비례제어 밸브의 제어 압력을 조절하기 때문이다. 1.563초 후에 C3 유압 클러치가 체결되기 시작하여 변속을 완료하게 된다. 전진 4단인 C2/C4 클러치 해제부터 싱크로나이저 위치 제어, C1/C3 유압 클러치 체결 완료까지 총 약 1.366초로 완료됨을 확인하였다.

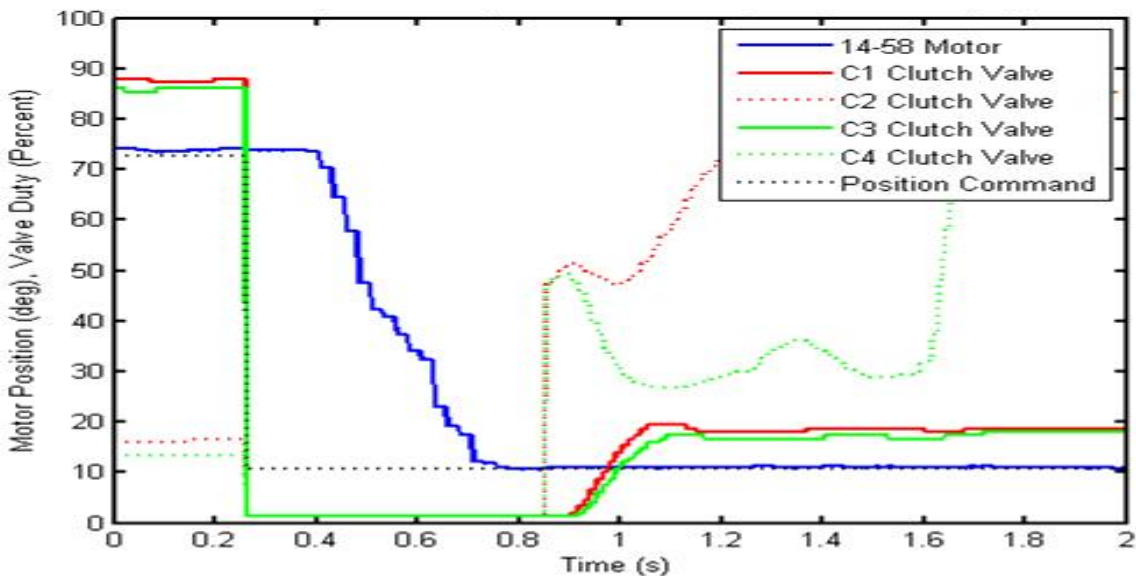


Fig. 6.11 Shifting time of 5-4th downshift when engine speed was 1,400 rpm.

최대 토크 점의 엔진속도(1,400 rpm)에서 전진 5단에서 전진 4단으로 하향 변속할 때, 싱크로나이저가 얼마나 빠른 시간에 변속이 이루어지는지 시험 결과를 그림 6.11에 나타내었다. 슬리브 전진 5단 위치(73°) 및 C1과 C3 유압 클러치의 체결로 전진 5단으로 주행하였다. 약 0.263초에 싱크로나이저 하향 변속을 위해 C1과 C3 유압 클러치를

해제한다. 공회전 변속과 동일한 이유로, C1/C3 유압 클러치 해제 후 0.123초 지연 후인 0.408초에 싱크로나이저 슬리브의 위치를 5단에서 중립으로 변속을 수행하여, 유압 시스템의 작동 지연 및 유압 클러치의 피스톤 유실 내에 잔압의 영향을 고려하였다. 0.408초 까지 5단 위치에 있던 싱크로나이저 슬리브는 0.539초에 중립 위치까지 급격히 이동한 후 4단 변속을 수행한다. 이때 0.578초부터 싱크로나이저 동기화를 시작하여 동기화 완료(0.639초)할 때까지 싱크로나이저 동기화 시간은 약 0.061초이다. 싱크로나이저 동기화 완료 후 0.639초에서 0.712초까지 슬리브가 4단 변속방향으로 급격한 이동한다. 엔진 공회전 속도에서 나타났던 싱크로나이저 위치 제어에 급격한 변화는 발생하지 않았다. 싱크로나이저가 목표 지점에 도달하기 전 0.853초에 C2/C4 클러치를 체결하도록 변속 지령을 한다. 0.853초에 싱크로나이저는 변속거리의 90%인 8.1 mm를 이동하였으며, 이때 C2/C4 유압 클러치는 작동을 시작하여 필업 수행한다. 이때 C2 유압 클러치는 필업 후 발란싱 압력으로 일정시간 유지한 후 C2 클러치의 유실이 채워지면 바로 클러치 연결을 완료한다. 반면에 C4 유압 클러치는 필업 후 1.084초까지 발란싱 압력으로 감압하여 C4 유압 클러치의 유실이 채워지면 다시 지속적으로 압력을 증가시키며, 모듈레이션을 수행시킨다. 그러나 엔진 공회전 속도의 하향 변속과 동일한 이유로, 1.363초 부근에서 C4 유압 클러치 비례제어 밸브의 제어신호가 일시적으로 상승하며, 속도 센서로부터 피드백을 받아 부드러운 작동이 되도록 비례제어 밸브의 제어 압력을 제어한다. 1.578초 후에 C4 유압 클러치가 체결되기 시작하여 변속을 완료하게 된다. 전진 5단인 C1/C3 클러치 해제부터 싱크로나이저 위치 제어, C2/C4 유압 클러치 체결 완료까지 총 약 1.4초로 완료됨을 확인하였다.

동일 엔진 조건에서 전진 4단에서 5단으로 상향 변속할 때, 싱크로나이저 변속 시험 결과를 그림 6.12에 표시하였다. 슬리브 전진 4단 위치(11°) 및 C2와 C4 유압 클러치의 체결로 전진 4단에서 시험을 수행하였다. 약 0.264초에 싱크로나이저 상향 변속을 위해 C2와 C4 유압 클러치를 해제한다. 공회전 엔진속도와 동일한 이유로, C2/C4 유압 클러치 해제 후 0.123초 지연 후인 0.387초에 슬리브의 위치를 4단에서 중립으로 변속을 수행하여, 유압시스템의 작동 지연 및 유압 클러치의 피스톤 유실 내에 잔압 영향을 고려하였다. 0.408초까지 4단 위치에 있던 싱크로나이저 슬리브는 0.5초에 중립 위치까지 급격히 이동한 후 5단 변속을 수행한다. 이때 0.573초부터 싱크로나이저 동기화를 시작하여 동기화 완료(0.636초)할 때까지 약 0.063초가 싱크로나이저 동기화 시간이다. 싱크로나이저 동기화 완료 후 0.636초에서 0.688초까지 슬리브가 5단 변속방향으로 급격한 이동한다. 0.836초 부근에서 싱크로나이저 위치에 급격한 변경이 발생하지만, 위치 센서의 피드백을 받아 싱크로나이저 슬리브 위치를 조절한다. 0.808초에 싱크로나이저는 변속거리의 90%인 8.1 mm를 이동하였으며, 이때 C1/C3 유압 클러치는 작동을 시작하여 필업 수행한다. 이때 C1 유압 클러치는 모듈레이션 없이 바로 클러치 체결을 완료

한다. 반면에 C3 유압 클러치는 0.838초에 펴업 후 1.024초까지 발란싱 압력으로 감압하여 C3 유압 클러치의 유실이 채워지면 다시 지속적으로 압력을 증가시킨다. 이는 변속 충격을 포함한 변속 성능은 주 클러치인 C3 클러치의 모듈레이션에서 결정되기 때문이다. 따라서 C3 유압 클러치는 속도 센서로부터 피드백 받아 부드러운 제어를 수행해야하기 때문에 1.278초 부근에서 C3 유압 클러치 비례제어 밸브의 제어신호가 일시적으로 상승하여 속도를 높인 후 다시 신호를 낮추는 제어를 하여 변속 충격을 조절하였다. 1.526초 후에 C3 유압 클러치가 체결되기 시작하여 변속을 완료하게 된다. 전진 5단인 C2/C4 클러치 해제부터 싱크로나이저 위치 제어, C1/C3 유압 클러치 체결 완료까지 총 약 1.378초로 완료됨을 확인하였다.

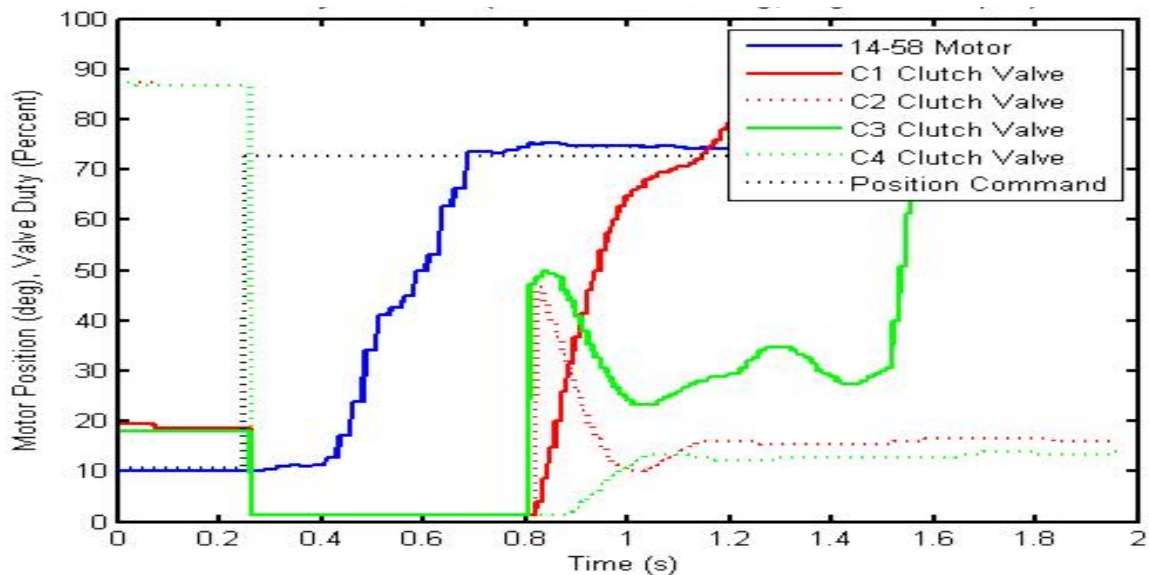


Fig.6.12 Shifting time of 4-5th upshift when engine speed was 1,400 rpm.

엔진 최대속도(2,350 rpm)에서 전진 5단에서 4단으로 하향 변속할 때, 싱크로나이저가 변속 시험 결과를 그림 6.13에 나타내었다. 슬리브 전진 5단 위치(73°) 및 C1과 C3 유압 클러치의 체결로 전진 5단에서 시험을 수행하였다. 약 0.277초에 싱크로나이저 하향 변속을 위해 C1과 C3 유압 클러치를 해제한다. 앞의 설명에서와 같은 이유로, 작동 지연 및 유압 클러치의 잔압을 고려하여 싱크로나이저의 동기화에 악영향을 줄 수 있는 요소를 줄이기 위해 C1/C3 유압 클러치 해제 후 0.123초 지연 후인 0.399초에 슬리브의 위치를 5단에서 중립으로 변속을 수행한다.

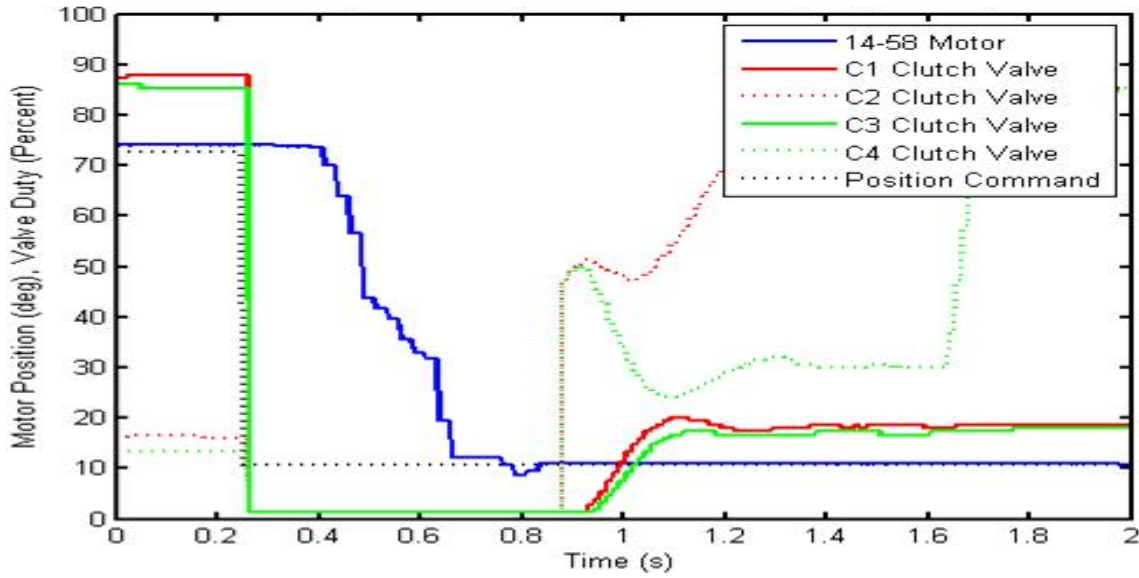


Fig. 6.13 Shifting time of 5-4th downshift when engine speed was 2,350 rpm.

특히 엔진 최고 속도와 같은 고속 조건에서는 두 부품의 상대속도가 커져 싱크로나이저 동기화에 큰 힘이 필요하며, 저온의 환경에서는 싱크로나이저 양단에 배치된 유압 클러치의 드래그 토크가 증가하여 싱크로나이저 동기화에 악영향을 준다. 0.399초까지 5단 위치에 있던 슬리브는 0.49초에 중립 위치까지 급격히 변속을 수행한다. 이때 0.567초부터 싱크로나이저 동기화를 시작하여 0.645초 동기화 완료할 때까지 싱크로나이저 동기화 시간은 약 0.078초이다. 싱크로나이저 동기화 완료 후 0.645초에서 0.66초까지 슬리브가 4단으로 급격한 이동을 수행한다. 0.8초 부근에서 싱크로나이저 위치에 급격한 변경이 발생하지만, 위치 센서의 피드백을 받아 싱크로나이저 슬리브 위치를 조절한다. 0.875초에 싱크로나이저는 변속 거리의 90%인 8.1 mm를 이동하였으며, 이때 C2/C4 유압 클러치의 작동을 시작하여 필업 동작을 수행한다. 이는 C2/C4 유압 클러치 결합 시 작동지연이 발생하며, 중동기어의 스플라인 이의 2.5 mm이상 체결로 변속 안정성이 확보된 상태에서 유압시스템의 유압 작동 지연 시간 동안 싱크로나이저 위치 제어를 수행하여 정확한 변속위치에 도달함과 동시에 전체 하향 변속시간을 감소시켜 최대 1.5초 이내로 신속하게 변속제어를 완료하기 위함이다. C2 유압 클러치는 필업 후 발란싱 압력으로 일정시간 유지한 후 C2 클러치의 유실이 채워지면 바로 클러치 연결을 완료한다. 반면에 C4 유압 클러치는 필업 후 1.15초까지 발란싱 압력으로 감압하여 C4 유압 클러치의 유실이 채워지면 다시 지속적으로 압력을 증가시키며, 클러치 모듈 레이션을 수행한다. 그러나 1.3초 부근에서 C4 유압 클러치 비례제어 밸브의 제어신호가 일시적으로 상승하는 이유는 변속 충격을 줄이기 위해 클러치를 슬립 시키는 중 전달토크가 커져 차량 속도가 증가하게 되면, 속도 센서로부터 피드백을 받아 부드러운

작동이 되도록 비례제어 밸브의 제어 압력을 조절하기 때문이다. 1.62초 후에 C4 유압 클러치가 체결되기 시작하여 변속을 완료하게 된다. 전진 5단인 C1/C3 클러치 해제부터 싱크로나이저 위치 제어, C2/C4 유압 클러치 체결 완료까지 총 약 1.433초로 완료됨을 확인하였다.

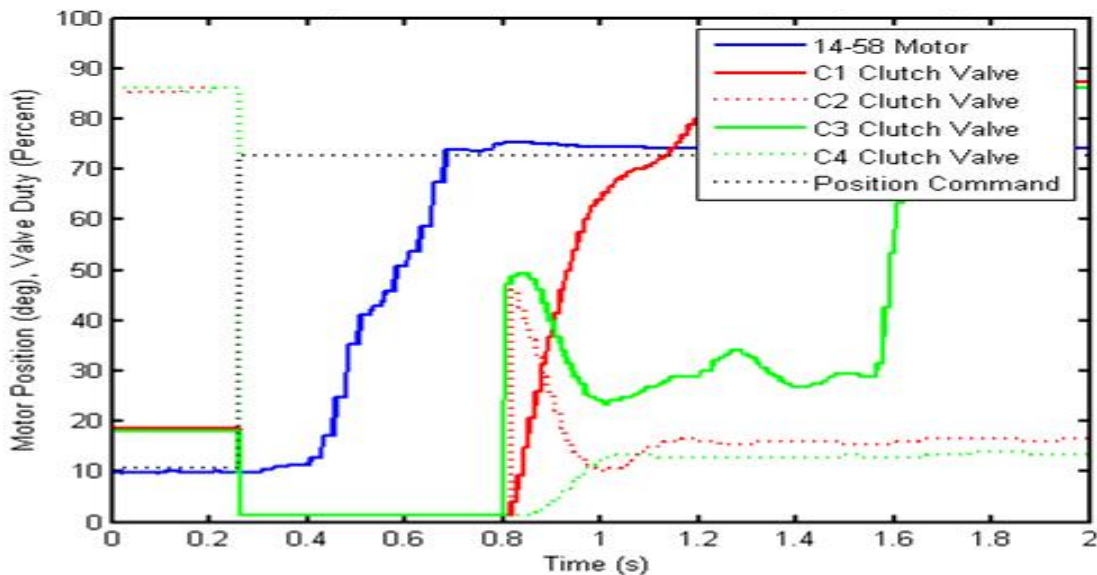


Fig. 6.14 Shifting time of 4-5th upshift when engine speed was 2,350 rpm.

동일한 엔진 속도조건(2,350 rpm)에서 전진 4단에서 5단으로 상향 변속할 때, 싱크로나이저가 변속 시험 결과를 그림 6.14에 나타내었다. 슬리브 전진 4단 위치(11°) 및 C2와 C4 유압 클러치의 체결로 전진 4단에서 시험을 수행하였다. 약 0.265초에 싱크로나이저 상향 변속을 위해 C2와 C4 유압 클러치를 해제한다. 하향 변속과 동일한 이유로, C2/C4 유압 클러치 해제 후 0.123초 지연시킨 후 0.392초에 슬리브 위치를 4단에서 중립으로 상향 변속을 수행한다. 유압 클러치 해제 후 바로 싱크로나이저를 작동키면 유압시스템의 작동지연과 유압 클러치 유실 내에 잔압의 영향으로, 유압 클러치에 비해 상대적으로 마찰 용량이 작은 싱크로나이저가 동기화에 시간이 많이 걸려 변속 품질이 떨어지거나 혹은 싱크로나이저가 파손될 수 있기 때문이다. 0.392초까지 5단 위치에 있던 슬리브는 0.5초에 중립 위치까지 급속한 변속을 수행한다. 이때 0.577초부터 싱크로나이저 동기화를 시작하여 동기화 완료(0.636초)할 때까지 싱크로나이저 동기화 시간은 약 0.059초이다. 싱크로나이저 동기화 완료 후 0.636초에서 0.689초까지 슬리브가 5단 방향으로 급격한 이동한다. 0.8초에 싱크로나이저는 변속거리의 90%인 8.1 mm를 이동하였으며, 이때 C1/C3 유압 클러치의 작동을 시작하여 필업 동작을 수행한다. 이때 C1

유압 클러치는 슬립 없이 바로 체결 된다. 반면에 C3 유압 클러치는 필업 후 1초에 발란싱 압력으로 감압하여 C3 유압 클러치의 유실이 채워지면 다시 지속적으로 압력을 증가시키며, 모듈레이션을 수행한다. 그러나 1.28초 부근에서 C3 유압 클러치 비례제어 밸브의 제어신호가 일시적으로 상승하는 이유는 변속 충격을 줄이기 위해 클러치 마찰 디스크를 슬립 시키는 중 전달토크가 커져 차량 속도가 증가하게 되면, 속도 센서로부터 피드백을 받아 부드러운 작동이 되도록 비례제어 밸브의 제어 압력을 조절하기 때문이다. 1.556초 후에 C3 유압 클러치가 체결하여 변속을 완료한다. 전진 4단인 C2/C4 클러치 해제부터 싱크로나이저 위치 제어, C1/C3 유압 클러치 체결 완료까지 총 약 1.398초로 완료됨을 확인하였다.

엔진속도에 따라 상향 및 하향 변속 시 그림 6.9 ~ 6.14에서 보는 것과 같이 싱크로나이저 변속 시 850 rpm과 1,400 rpm에서는 클러치가 작동할 때 싱크로나이저 변위 오버슈트 구간이 존재하나, 2,350 rpm에서는 클러치 체결 명령을 내리기 전에 오버슈트가 나타났다. 이것은 엔진 850 rpm와 1,400 rpm에서 동기화 시간이 2,350 rpm보다 짧아 빠른 변속이 이루어지기 때문이다. 엔진 회전 속도가 증가하면서 5단에서 4단으로 하향 변속할 때, 싱크로나이저 작동을 위한 클러치 해제부터 주 유압 클러치 체결 시작할 때까지인 싱크로나이저 전체 이동거리의 90% 이동할 때까지 걸리는 시간은 850 rpm 일 때 0.544초, 1,400 rpm일 때 0.590초, 2,350 rpm일 때 0.598초로 속도가 증가함에 따라 변속 시간도 길어짐을 알 수 있었다. 또한 각 엔진속도에 대한 4단에서 5단으로 상향 변속할 때, 클러치 해제부터 주 유압 클러치 체결 시작할 때까지인 싱크로나이저 전체 이동거리의 90% 이동할 때까지 걸리는 시간은 850 rpm 일 때 0.531초, 1,400 rpm일 때 0.544초, 2,350 rpm일 때 0.548초로 속도가 증가함에 따라 변속 시간도 길어짐을 알 수 있었다. 이는 4장에서 검증한 것과 같이 싱크로나이저의 동기화 시간은 상대속도와 축방향 힘의 함수이기 때문에, 상대속도가 커지면 동기화 시간이 길어지게 된다. 또한 싱크로나이저 슬리브 이동 시간은 엔진 최대 속도일 때에도 동기화 시간 0.598초로 0.6초를 넘지 않아 유압 클러치를 포함한 전체 변속시간이 1.5초 이하로, 파워시프트 변속 제어 시 빠르고 정확한 변속 제어가 가능함을 시험을 통하여 확인하였다.

제 7 장 결 론

본 논문의 목적은 농업용 트랙터에 적용 가능한 싱크로나이저 변속시스템 개발과 DC모터를 이용한 제어시스템을 개발하는 것이다. 세부연구 내용으로는 첫째, 초기 설계단계에서 사용할 수 있는 싱크로나이저 동기화 예측식을 개발하는 것으로, 파워시프트 변속기 사용 환경에 적합한 이중 회전 관성을 반영할 수 있도록 하였다. 둘째, 다양한 설계 인자를 반영하여 싱크로나이저 변속 동특성을 파악할 수 있는 싱크로나이저 변속시스템 다물체 동역학 해석 모델을 개발하는 것이다. 파워시프트 변속기는 싱크로나이저 전/후단에 습식 다판 클러치를 사용하여 엔진과 차량 주행관성에 기인한 회전 관성을 차단하게 되지만, 다수의 습식 다판 클러치로 인한 드래그 토크가 발생하게 된다. 따라서 각 회전체에 습식 다판 클러치의 드래그 토크를 반영할 수 있도록 하였으며, 싱크로나이저 변속시스템의 동특성을 파악하기 위하여 변속링크, 변속력, 마찰 계수, 스프링 상수 및 레일의 홈의 형상의 영향을 반영할 수 있도록 하였다. 셋째, 싱크로나이저 변속시스템용으로 DC모터를 이용한 위치 제어 알고리즘을 개발하는 것이다. 농업기계의 사용 환경을 고려하여 보다 단순화한 위치 제어시스템을 적용하였으며, PI 관측기를 사용하여 외란을 예측할 수 있는 새로운 DeLQT 제어기를 제안하여 파워시프트 변속기에 적용하였다. 본 연구의 결과를 정리하면 다음과 같다.

1) 이중 회전 관성을 고려한 싱크로나이저 동기화 예측식을 개발하였다. 싱크로나이저 전/후단에 습식 다판 클러치를 배치한 파워시프트 변속기의 사용 환경을 반영한 싱크로나이저 동기화 시간 예측식을 유도하기 위하여 각 회전 부품의 회전 속도를 2차 방정식으로 정의하였으며, 1차 함수 형태의 시변 축 방향 힘을 사용하여 일정한 크기의 축 방향 힘, 일정 기울기를 가진 축 방향 힘, 일정 기울기와 일정한 크기가 복합적으로 나타나는 축 방향 힘에 대하여 이중 회전 관성을 고려한 싱크로나이저 동기화 시간 예측식을 제시하였다. 유도된 싱크로나이저 동기화 시간 예측식을 통해 시간에 따라 변동하는 슬리브에 작용하는 축 방향 하중과 이중 회전 관성을 고려한 동기화 시간 예측이 가능함을 보였다. 변속기와 싱크로나이저 제원이 결정된 상태에서 싱크로나이저의 동기화 시간을 계산할 수 있으며, 동기화 시간이 변속 액추에이터의 용량을 결정하는 핵심 요소임을 보였다.

2) 파워시프트 변속기를 모사할 수 있는 이중 회전 관성을 고려한 다물체 동역학 해석 모델을 개발하였다. 다물체 동역학 해석 모델은 상용 CAD를 이용하여 회전 관성을 계산하여 해석 모델에 적용하였으며, 싱크로나이저 전/후단에 배치한 유압 클러치의 영향을 반영하기 위하여 상대 회전 속도에 대한 유압 클러치의 드래그 토크를 계산하여 테이블 형태로 해석 모델에 적용하였다. 실차 시험을 통해 계측한 변속 액추에이터

출력축의 각변위를 해석 모델의 입력정보로 사용하고, 실차 시험과 해석을 통해 얻은 출력 정보인 변속 액추에이터 출력축에서의 토크를 비교 분석하는 역 동역학 해석 기법을 적용하였다. 가장 가혹한 사용조건인 전/후진 8단 변속과 주변속 4-5단 변속에 대하여 해석 모델과 시험에 대하여 변속 액추에이터 출력축 최대 토크로 비교하였다. 전진 4단에서 전진 5단 변속에 대한 변속 액추에이터 출력축 토크는 7.63%, 후진 8단에서 전진 8단으로의 변속에 대한 변속 액추에이터 출력축의 최대 토크는 6.34%의 차이를 나타냈으며, 두 가지 변속 모두에 대하여 변속 액추에이터 출력축의 실차 시험과 해석결과 토크 곡선은 유사한 경향을 보였다. 다물체 동역학 해석 결과 허브와 기어의 회전속도와 동기화 과정 동안 작용한 습식 다판 클러치의 드래그 토크를 얻을 수 있었다. 허브와 기어의 회전 관성을 모두 반영하기 때문에, 두 회전체의 회전속도가 모두 변화하였으며, 두 회전체 초기 회전 속도의 사이 값에서 동기화됨을 확인하였다. 습식 다판 클러치의 드래그 토크를 고려한 다물체 동역학 해석 결과와 동기화 시간 예측식을 이용해 계산한 동기화 시간은 전진 4단에서 5단과 후진 8단에서 전진 8단으로의 변속에 대하여 각각 4.32%, 2.7%의 차이를 보였다.

3) 실차 시험을 통하여 다물체 동역학 해석 모델의 유효성을 검증하였다. 변속 액추에이터 출력축에 스트레인게이지를 부착하여 변속 과정 중 발생하는 토크를 측정하였다. 다양한 엔진 회전 속도와 싱크로나이저 변속에 대한 실차 시험을 수행하였으며, 측정된 변속 액추에이터의 입력축 토크를 기반으로 가장 가혹한 변속 조건인 전진 4단에서 5단 변속과 후진 8단에서 전진 8단 변속을 선정하여 시험 결과와 해석 결과를 비교하여 다물체 동역학 해석 모델의 유효성을 검증하였다. 최대 엔진속도에서 전진 4단에서 5단 변속 시 변속 액추에이터의 출력축 토크는 실차 시험에서 30.02 Nm과 다물체 동역학 해석에서 32.31 Nm로 계산되었으며, 약 7.58%의 작은 오차와 변속 과정 동안 유사한 토크 곡선을 나타내었다. 최대 엔진속도에서 후진 8단에서 전진 8단으로의 변속 시 변속 액추에이터의 출력축 토크가 33.21 Nm와 다물체 동역학 해석에서 35.42 Nm로 계산되어 약 6.38%의 작은 오차와 변속 과정 동안 유사한 토크 곡선을 나타내었다. 시험 및 해석 결과를 기반으로 싱크로나이저와 변속 액추에이터의 용량을 선정하였다. 개발된 다물체 동역학 해석 모델을 이용하여 싱크로나이저 동특성과 동기화 시간을 보다 정확히 예측하였으며, 싱크로나이저 동기화 시간에 대한 매개변수 연구(parameter study)를 통하여 제어 요구조건을 제시하였다.

4) DC모터를 이용한 싱크로나이저 변속시스템을 파워시프트 변속기에 적용하여 변속할 수 있는 DC모터 위치 제어기를 개발하였다. DC모터 위치 제어를 위해 PID 제어기, DOB를 적용한 PID 제어기, LQT 제어기, PI 관측기를 적용한 DeLQT 제어기에 대한 블록 다이어그램과 상태 방정식을 유도하였다. 입력에 대한 시뮬레이션 결과, PID 제어기, DOB를 적용한 PID 제어기, LQT 제어기, DeLQT 제어기 모두 유사한 성능을 보였다.

다. 반면, 외란 입력에 대한 시뮬레이션 결과, 외란의 영향 제한 성능(disturbance rejection)으로 1Hz 이하의 저주파 영역에서 PI 관측기를 적용하여 외란을 추정한 DeLQT 제어기가 가장 우수함을 보였으며, 외란에 대한 계단응답 특성에서 외란을 추정한 DeLQT 제어기가 0으로 수렴하여 우수한 외란의 영향 제한 성능을 가짐을 증명하였다. 위치 제어의 정확성과 신속성을 검증하기 위하여 실차 시험을 수행하였으며, 다양한 엔진 속도에 대하여 외란을 추정한 DeLQT 제어기만이 정확한 위치 제어를 수행함을 보였다. 변속 제어 응답성을 검증하기 위하여 DeLQT 제어기를 실차에 적용하여, 다양한 엔진 속도에 대한 시험을 통하여 빠른 변속 응답성을 가짐을 확인하였다.

이중 회전 관성을 고려한 싱크로나이저의 동기화 시간 예측식은 본 연구 대상인 변속시스템에서 약 5% 내의 작은 오차를 보였다. 습식 다관 클러치의 드래그 토크는 싱크로나이저의 콘 클러치에서 발생하는 마찰 토크에 비해 상대적으로 크지 않기 때문에 싱크로나이저 용량 선정과 다양한 구조설계, 부품 사양을 검토해야하는 초기 설계 단계에서 빠른 접근을 제공할 수 있는 동기화 시간 예측식으로 유용하게 이용될 수 있을 것으로 판단된다. 특히, 제안된 싱크로나이저 동기화 시간 예측식은 슬리브에 작용하는 축 방향 힘에 따른 동기화 시간을 계산할 수 있기 때문에 DC모터 혹은 유압 실린더와 같은 변속 액추에이터의 용량을 선정하는데 유용하게 활용될 수 있다. 제안된 싱크로나이저 동기화 예측식은 허브와 기어의 회전관성을 모두 고려해 두 회전체의 초기 회전 속도의 사이값에서 동기화되므로 대상 시스템과 같이 엔진 및 차량의 주행관성을 차단하는 구조를 가지는 싱크로나이저 변속시스템에서 하나의 회전관성을 고려할 때보다 더 정확한 변속 액추에이터 용량을 선정할 수 있을 것이다. 또한, 보다 정확한 동기화 시간 예측과 변속이 이루어지는 동안 다양한 동적 거동을 파악하기 위해서는 습식 다관 클러치의 드래그 토크를 반영할 수 있는 다물체 동역학 모델과 같은 수치해석 모델을 이용할 수 있을 것이다. 변속시스템 제어기는 싱크로나이저 내구성, 변속 특성, 안전과 관련이 있기 때문에 정확한 위치 제어와 빠른 응답의 변속이 필요하며, 반드시 실차 시험을 통해 유효성 검증이 필요하다. 따라서 PI 관측기를 가지는 DeLQT 제어기는 실제 변속기의 싱크로나이저 제어에 유용하게 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

싱크로나이저 동기화 시간 예측식과 해석 모델은 시험을 통해 유효성을 검증하였으나 가정한 설계인자 혹은 분석되지 못한 요인으로 인한 한계점이 존재한다. 향후 수행될 연구를 위한 이러한 한계점을 요약하면 다음과 같다.

1) 변속기는 베어링, 오일 씰, 기어 등 마찰하는 부품과 회전하는 부품에 의하여 오일 처닝 등의 요인으로 손실이 발생하게 되며, 이는 싱크로나이저 동기화 시간에 영향을 미치게 된다. 특히, 부품이 고속 회전하는 단수에서는 오일 처닝 손실 및 마찰 손실의 영향이 증가하며 이는 싱크로나이저 전/후단에 배치된 유압 클러치의 동력이 차단되어 관성에 의해 회전하는 변속기 내 부품의 회전속도를 감소시켜 싱크로나이저 동기

화 시간이 상대적으로 짧아지거나 길어질 수 있다. 그러나 실제 변속기 내부 각 부품에 대한 마찰 손실과 오일 처닝 손실은 정확히 예측하거나 계산하기가 어렵기 때문에 본 논문에서는 반영하지 못하였다. 보다 정확한 싱크로나이저 동기화 시간 예측을 위해서는 마찰 손실과 오일 처닝에 대한 추가 연구가 필요하다.

2) 싱크로나이저 변속이 수행되는 동안 싱크로나이저 링의 마찰 계수는 회전 속도와 접촉력에 따라 변한다. 또한 다양한 소재의 싱크로나이저를 사용하기 위해서는 각 마찰재에 따른 정확한 마찰 계수를 측정하여 계산과 해석에 반영하여야 한다. 그러나 싱크로나이저 상대속도에 대한 마찰계수를 정확하게 예측하거나 계산하기 어렵기 때문에 본 논문에서는 정확한 마찰계수를 반영하지 못하였고, 제조사에서 제공하는 마찰계수 값을 사용하였다. 또한 싱크로나이저의 다양한 종류의 마찰재에 대한 동기화 시간을 예측할 수 있도록 마찰 특성에 대한 연구가 추가적으로 필요하다.

3) 싱크로나이저 동기화 시간은 습식 다판 클러치의 드래그 토크에 영향을 받는다. 그러나 습식 다판 클러치의 드래그 토크는 클러치 윤활 오일 양에 따라 달라지지만 실제 마찰면과 분리판 사이에 공급되는 윤활 오일 유량을 정확하게 예측하거나 계산하기는 매우 어렵기 때문에 일정한 윤활 유량을 가정하여 상수로 계산에 반영하였다. 그러나 계산된 윤활 유량과 실제 물리시스템에서 공급된 윤활 유량은 차이가 발생할 수 있으며 이에 따라 드래그 토크가 달라질 수 있는 한계가 있었다.

본 논문에서 제안된 파워시프트 변속기 사용 환경을 고려한 싱크로나이저 동기화 시간 예측식 및 다물체 동역학 해석 모델과 제어시스템은 싱크로나이저 변속시스템을 개발할 때 유용하게 사용될 수 있을 것으로 판단된다. 또한 향후 수행될 연구에서 더 좋은 예측 모델을 개발하는 기반이 될 것으로 기대한다.

참고 문헌

- 이주상, 최진형, 박노철, 양현석, 박영필. (2003). 고백속 광디스크 적용을 위한 외란 관측기 설계. 한국소음진동학회 2003년도 춘계학술대회논문집, pp.1170-1175
- 박상준. (2004). Daul Clutch Transmission의 특성 시뮬레이터 개발. 성균관대학교 석사학위논문.
- 조용히, 유광석, 윤중현. (2006). 수동 변속기용 동력기구의 마찰력과 마찰재의 영향 분석. 한국공장기계학회 논문집, Vol.15 No.2.
- 윤동필. (2006). 자동화 수동변속기 차량의 동적해석. 한양대학교 석사학위논문.
- 조민석. (2007). 듀얼클러치 변속기 차량의 동적해석. 한양대학교 석사학위논문.
- 홍성일, 양진모. (2008). Control of Nonlinear uncertain system with backlash by disturbance observer. 한국군사과학기술학회지 제11권 제2호, pp.125-135
- 정규홍. (2013). 선진사 트랙터 자동변속기 설계 분석. 트라이브-컨트롤, pp.7-13.
- 이금열. (2014). 자동화 수동변속기 성능 시뮬레이터를 이용한 변속 특성 해석. 한양대학교 석사학위논문.
- 김상훈. (2014). DC, AC, BLDC 모터제어; 북두출판사.
- 강형석, 신동헌. (2014). 제어기 설계를 위한 DC모터의 모델 파라미터 측정 및 실험적 보정. 한국정밀공학회지 제 31권 12호, pp.1147-1154
- 이윤희, 소명옥. (2014). DC모터의 GA 기반 파라미터 추정. Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol 38, No.6, pp.716~722
- 여희주, 박훈. (2014). 최적제어 기법을 이용한 밸런싱 로봇 제어기의 설계, Journal of the institute of Electronics and information engineers, vol.51, No.2, pp.430-436
- 이초원, 김인혁, 손영익. (2015). 내부 모델 기반 외란 관측기를 이용한 수직 1축 머니플레이터의 속도 제어기 설계. The transaction of the korean institute of Electrical Engineers, Vol.64, No.5, pp.751-754
- 차대희. (2015). 듀얼클러치 변속기 구조에 대한 설계 및 동적 성능 해석. 한양대학교 석사학위논문.
- 평수성. (2016). Analysis for contact force in synchronizer of the manual transmission. 한

양대학교 석사학위논문.

김수철. (2016). 습식 다관 클러치의 최적 설계를 위한 해석 모델 개발. 서울대학교 박사학위논문.

박재영, 신승철, 최대규, 김대현, 안정훈. (2019). Modified LQT와 외란 관측기르르 이 용한 전자광학추적 시스템의 시선 안정화 제어기 설계. Journal of Koreans institute of intelligent system, Vol.29, No.6, pp.437-444

Richard J. Socin, L. Kirk Walters. (1968). Manual Transmission Synchronizers, SAE 680008, pp.31-65

Yoichiro O., Kiyoshi K. (1990). Double Cone Synchronizer with Paper Lining for Medium Duty Truckss, SAE 902278.

Mark Findlay, David Kelly, Mark Ingram, Chris Nelson. (2003). Synchroniser Design information for Ssang-Young visit. Project Report. RICARDO, UK

Naidu DS. (2003). Optimal control systems. Boca Raton, FL; CRC Press.

J Kim, S Park, C Seok, H Song, D sung, C Lim, J Kim and H Kim. (2003). Simulation of the shift force for a manual transmission, Proc Instn Mech. Engrs Vol. 217 Part D: J. Automobile Engineering,

Lovas, L, et al. (2006). Modelling of gear changing behaviour. Periodica Polytechnica Transportation Engineering, 34(1-2), pp.35-58

Syed T. Razzacki andJonathan E. Hottenstein. (2007). Synchronizer Design and Development for Dual Clutch Transmission (DCT). SAE,

Paul walker, Nong Zhang, Ric Tamba and Titzgerald. (2007). Simulation of drag affecting synchronizers in a dual clutch transmission. University of Technology, Sydney

M.Ruderman, J.Kerttek, F.Hoffmann and T.Bertram. (2008), Optimal State Space Control of DC Motor. proceedings of the 17th world congress, the international Federation of Automatic Control. pp.5796-5801

Rohit kunal, Ganesh Adiga, Sanjay Gill and Sharma. (2010). Simulation of Gear Shift Force Curve and shift Rail Ramp Profile. SAE International. Mahindra & Mahindra Ltd., India

RohitKunal. (2010). Simulation of Gear Shift Force and Shift Rail Ramp Profile, SAE, 2010-01-0896

Naunheimer,H., Bertsche, B., Ryborz, J., & Novak, W. (2011), Automotive transmissions : Fundamentals Selection, Design and Application, Berlin, Heidelberg : Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg.

Hägström, D., & Nordlander, M. (2011). Development of a program for calculating gearbox synchronization. Master's thesis, Lulea University.

Karimi-Ghartemani M, Khajehoddin SA, Jain P, et al. (2011). Linear quadratic output tracking and disturbance rejection. Int J control 2011, 84, pp.1442-1449

Paul walker, Nong Zhang. (2011). Parameter study of synchronizer mechanisms applied to dual clutch transmission. Ph.D Degree of. University of Technology, Sydney

Zaimin Zhong, Guoling Kong. (2012). Concept evaluation of a novel gear selector for automated manual transmission. Mechanical Systems and Signal Processing 31, pp.316-331

FunctionBay, K. J. F., Tokyo, Japan. (2012). Recurdyn/Solver Theoretical Manual. 122-124.

Bedmar, A.P. (2013). Synchronization processes and Synchronizer mechanisms in manual transmission, Master's Thesis, In department of Applied Mechanics. , Chalmers university of Technology, Goteborg, Sweden

Ottmar Back. (2013). Basics of Synchronizers. HOERBIGER, Germany

Walker, P.D, Zhang, N.,Zhan, W.Z., & Zhu, B. (2013). Modeling and Simulation of gear synchronization and shifting in dual-clutch transmission equipped powertrains, Proceedings of the institution of Mechanical Engineers Part `C-Journal of Mechanical Engineering Science, 227(C2), 276-287.

Khollam..S.C, Mhaske M S and Belkar S B. (2014). A Method to optimize brass type single synchronizer ring for manual gearbox. International Journal of Engineering and Advanced Technology. ISSN 2249-8958, Vol-3, Issue-3

Jihwan Kim, Hyeongcheol Lee. (2015). Motor position control algorithm for an automated manual transmission of the agricultural tractor. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : Journal of mechanical engineering science, 229(18) : pp.3341-3349

Li,H.,K, Lu,T.L., Zhang, J. W., & Hao, H.T,. (2015). Modeling and analysis of the synchronization process for a wet dual-clutch transmission, Proceedings of the institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering, 229(14), 1981-1995.

Abdoinaser SalehAhmadi and Amin Farmanbordar. (2015). Modeling Linear Quadratic Regulator LQT/LQT.LQGT for Inverted Pendulum System. Journal of Applied Environmental and Biological Sciences, Vol.5(4S), pp.1-11.

S.M.Bannur and P.N.Deshmukh. (2016). Assess, Analyse and Improve shift quality of five speed automated manual transmission for LCV. Internation Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, Vol-5, Issue-6, June 2016

Shrikant Bamane and Pavankumar Sonawane. (2016). Multi Cone Synchronizer System : A Review. International Journal for scientific Research and Development, Vol.4, Issue 05.

Nejad, A.F. et al. (2017). Estimation of the synchronization time of a transmission system through mutli body dynamic analysis, international Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, 6(3), pp.232-236

Sachin Limgude, Yogesh More, Jyoti Devere, Dattatray Pokharkar and Anil Katarkar. (2017). Design of Synchronizer. International Journal of Advance Engineering and Research Development. Vol 4, Issue 3

Jinning Li, Xingxing Feng, Ming Jing, Yunqing Zhang and Li Wan. (2017). Modeling and simulation of synchronization and engagement for self-energizing synchronizer with multibody dynamics, Advances in Mechanical Engineering, 2017. Vol. 9(3) 1-16

Ali Farokhi Nejad, Giorgio Chiandussi, Vincenzo Solimine and Andrea Serra. (2018). Study of a synchronizer mechanism through multibody dynamic analysis. Proc IMechE Part D: J Automobile Engineering, pp.1-13.

Zhihong Liu, Ye Shen and Stephan Rinderknecht. (2019). Theoretical and Experimental investigation on power loss of vehicle transmission synchronizers with spray lubrication. SAE International, 2019-01-0028

부 록 A. Hamiltonian Equation

- Augmented cost function

$$J_a(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{p}(t)) = J(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) + \int_0^{t_f} \mathbf{p}^T(t) \{ \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}_u \mathbf{u}(t) - \dot{\mathbf{x}}(t) \} dt$$

$$= \frac{1}{2} \mathbf{x}^T(t_f) \mathbf{H} \mathbf{x}(t_f) + \int_0^{t_f} \left\{ \frac{1}{2} \mathbf{x}^T(t) \mathbf{Q} \mathbf{x}(t) + \frac{1}{2} \mathbf{u}^T(t) \mathbf{R} \mathbf{u}(t) + \mathbf{p}^T(t) [\mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}_u \mathbf{u}(t) - \dot{\mathbf{x}}(t)] \right\} dt$$

- $\mathbf{p}(t)$ is the family of Lagrange multipliers (or costate)

- Increment of J_a

$$\Delta J_a(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{p}, \delta \mathbf{x}, \delta \mathbf{u}, \delta \mathbf{p}) = J_a(\mathbf{x} + \delta \mathbf{x}, \mathbf{u} + \delta \mathbf{u}, \mathbf{p} + \delta \mathbf{p}) - J_a(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{p})$$

$$= \frac{1}{2} [\mathbf{x}(t_f) + \delta \mathbf{x}(t_f)]^T \mathbf{H} [\mathbf{x}(t_f) + \delta \mathbf{x}(t_f)] + \int_0^{t_f} \left[\frac{1}{2} (\mathbf{x} + \delta \mathbf{x})^T \mathbf{Q} (\mathbf{x} + \delta \mathbf{x}) + \frac{1}{2} (\mathbf{u} + \delta \mathbf{u})^T \mathbf{R} (\mathbf{u} + \delta \mathbf{u}) \right] dt$$

$$+ \int_0^{t_f} (\mathbf{p} + \delta \mathbf{p})^T [\mathbf{A}(\mathbf{x} + \delta \mathbf{x}) + \mathbf{B}_u (\mathbf{u} + \delta \mathbf{u}) - (\dot{\mathbf{x}} + \delta \dot{\mathbf{x}})] dt$$

$$- \frac{1}{2} \mathbf{x}^T(t_f) \mathbf{H} \mathbf{x}(t_f) - \int_0^{t_f} \left\{ \frac{1}{2} \mathbf{x}^T \mathbf{Q} \mathbf{x} + \frac{1}{2} \mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u} + \mathbf{p}^T [\mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}_u \mathbf{u} - \dot{\mathbf{x}}] \right\} dt$$

- If \mathbf{A} is symmetric, $\mathbf{x}^T \mathbf{A} \mathbf{y} = (\mathbf{x}^T \mathbf{A} \mathbf{y})^T = \mathbf{y}^T \mathbf{A}^T \mathbf{x} = \mathbf{y}^T \mathbf{A} \mathbf{x}$ because the transpose of a 1×1 matrix is itself

$$\Delta J_a = \mathbf{x}^T(t_f) \mathbf{H} \delta \mathbf{x}(t_f) + \int_0^{t_f} [\mathbf{x}^T \mathbf{Q} \delta \mathbf{x} + \mathbf{u}^T \mathbf{R} \delta \mathbf{u} + \delta \mathbf{p}^T (\mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}_u \mathbf{u} - \dot{\mathbf{x}}) + \mathbf{p}^T (\mathbf{A} \delta \mathbf{x} + \mathbf{B}_u \delta \mathbf{u} - \delta \dot{\mathbf{x}})] dt$$

$$+ \frac{1}{2} \delta \mathbf{x}^T(t_f) \mathbf{H} \delta \mathbf{x}(t_f) + \int_0^{t_f} \left\{ \frac{1}{2} \delta \mathbf{x}^T \mathbf{Q} \delta \mathbf{x} + \frac{1}{2} \delta \mathbf{u}^T \mathbf{R} \delta \mathbf{u} + \delta \mathbf{p}^T [\mathbf{A} \delta \mathbf{x} + \mathbf{B}_u \delta \mathbf{u} - \delta \dot{\mathbf{x}}] \right\} dt$$

- Increment of J_a

- A necessary condition for minimum

$$\delta J_a = \mathbf{x}^T(t_f) \mathbf{H} \delta \mathbf{x}(t_f) + \int_0^{t_f} [(\mathbf{x}^T \mathbf{Q} + \mathbf{p}^T \mathbf{A}) \delta \mathbf{x} + (\mathbf{u}^T \mathbf{R} + \mathbf{p}^T \mathbf{B}_u) \delta \mathbf{u} + \delta \mathbf{p}^T (\mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}_u \mathbf{u} - \dot{\mathbf{x}}) - \mathbf{p}^T \delta \dot{\mathbf{x}}] dt = 0$$

- Using integration by parts,

$$\int_0^{t_f} \mathbf{p}^T \delta \dot{\mathbf{x}} dt = \mathbf{p}^T(t_f) \delta \mathbf{x}(t_f) - \mathbf{p}^T(0) \delta \mathbf{x}(0) - \int_0^{t_f} \dot{\mathbf{p}}^T \delta \mathbf{x} dt = \mathbf{p}^T(t_f) \delta \mathbf{x}(t_f) - \int_0^{t_f} \dot{\mathbf{p}}^T \delta \mathbf{x} dt \quad (\because \delta \mathbf{x}(0) = 0)$$

- The necessary condition for optimality

$$\delta J_a = [\mathbf{x}^T(t_f) \mathbf{H} - \mathbf{p}^T(t_f)] \delta \mathbf{x}(t_f) + \int_0^{t_f} [(\mathbf{x}^T \mathbf{Q} + \mathbf{p}^T \mathbf{A} + \dot{\mathbf{p}}^T) \delta \mathbf{x} + (\mathbf{u}^T \mathbf{R} + \mathbf{p}^T \mathbf{B}_u) \delta \mathbf{u} + \delta \mathbf{p}^T (\mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}_u \mathbf{u} - \dot{\mathbf{x}})] dt = 0$$

- The only way this expression can equal zero is if

$$\mathbf{x}^T(t_f) \mathbf{H} - \mathbf{p}^T(t_f) = 0$$

$$\mathbf{x}^T(t) \mathbf{Q} + \mathbf{p}^T(t) \mathbf{A} + \dot{\mathbf{p}}^T(t) = 0$$

$$\mathbf{u}^T(t) \mathbf{R} + \mathbf{p}^T(t) \mathbf{B}_u = 0$$

$$\mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}_u \mathbf{u}(t) - \dot{\mathbf{x}}(t) = 0$$

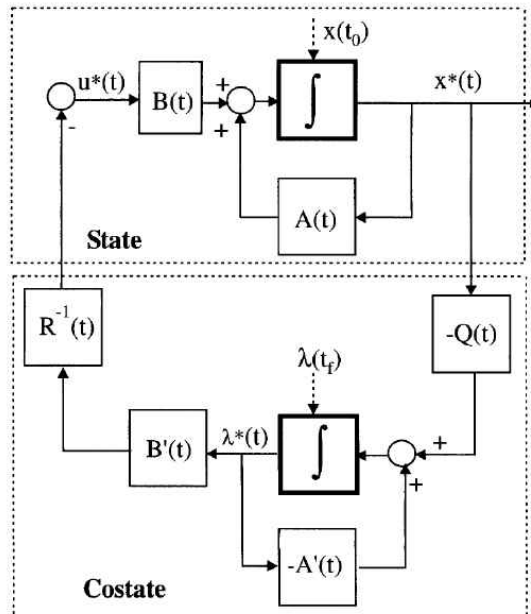
- The optimal control input is

$$\mathbf{u}(t) = -\mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}_u^T \mathbf{p}(t)$$

- The homogeneous Hamiltonian system

- a set of necessary conditions for the control to minimize the cost function

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) \\ \dot{\mathbf{p}}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & -\mathbf{B}_u \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}_u^T \\ -\mathbf{Q} & -\mathbf{A}^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}(t) \\ \mathbf{p}(t) \end{bmatrix} = \mathcal{H} \begin{bmatrix} \mathbf{x}(t) \\ \mathbf{p}(t) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{x}(0) = \mathbf{x}_0, \quad \mathbf{p}(t_f) = \mathbf{H}\mathbf{x}(t_f)$$



- The general solution of the homogeneous Hamiltonian system

$$\begin{bmatrix} \mathbf{x}(t_f) \\ \mathbf{p}(t_f) \end{bmatrix} = e^{\mathcal{H}(t_f-t)} \begin{bmatrix} \mathbf{x}(t) \\ \mathbf{p}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_{11}(t_f-t) & \Phi_{12}(t_f-t) \\ \Phi_{21}(t_f-t) & \Phi_{22}(t_f-t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}(t) \\ \mathbf{p}(t) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{p}(t_f) = \mathbf{H}\mathbf{x}(t_f)$$

- Eliminating $\mathbf{x}(t_f)$,

$$\mathbf{H}\{\Phi_{11}(t_f-t)\mathbf{x}(t) + \Phi_{12}(t_f-t)\mathbf{p}(t)\} = \Phi_{21}(t_f-t)\mathbf{x}(t) + \Phi_{22}(t_f-t)\mathbf{p}(t)$$

- The costate can be found from the state

$$\begin{aligned} \mathbf{p}(t) &= \{\Phi_{22}(t_f-t) - \mathbf{H}\Phi_{12}(t_f-t)\}^{-1} \{\mathbf{H}\Phi_{11}(t_f-t) - \Phi_{21}(t_f-t)\}\mathbf{x}(t) \\ &= \mathbf{P}(t)\mathbf{x}(t) \end{aligned}$$

- $\mathbf{P}(t)$ is the matrix of proportionality between the costate and the state

- The optimal control is

$$\mathbf{u}(t) = -\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}_u^T \mathbf{P}(t)\mathbf{x}(t) = -\mathbf{K}(t)\mathbf{x}(t)$$

- $\mathbf{K}(t)$ is called the optimal feedback gain matrix

부 록 B. DC모터 구동을 위한 전력 변환 장치

DC모터의 구동에 필요한 전기자 전압의 지령값이 주어지면, 실제 전압은 위상 제어 정류기나 초퍼와 같은 스위칭 반도체 소자를 이용한 전력 변환 장치에서 생성 된다. 그림 B.1은 DC모터의 정방향 구동이 가능한 스위칭 소자 하나로 구성된 간단한 초퍼 회로이다. 이 초퍼에서 필요한 전기자 전압을 만들어 주기 위해 일반적으로 PWM(Pulse Width Modulation) 방식을 사용하여 소자의 스위칭 상태를 결정한다.

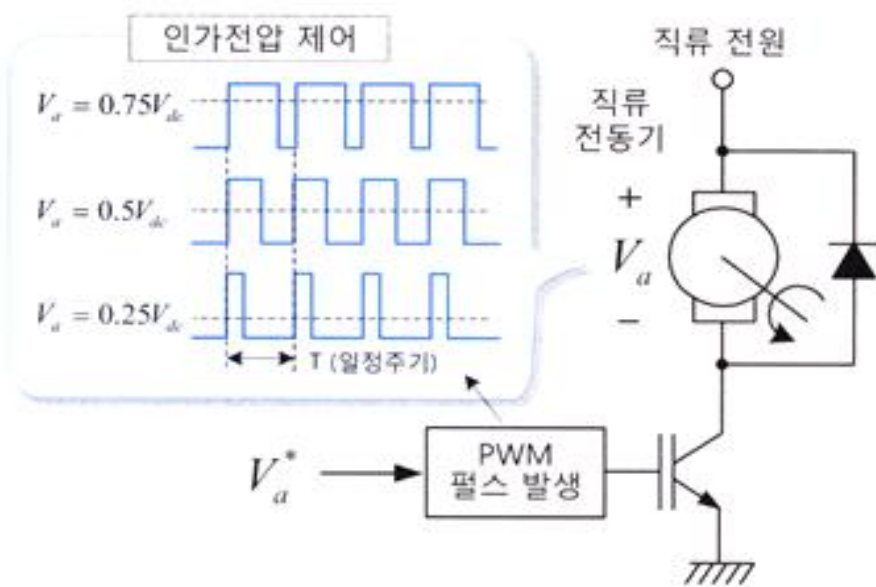


Fig. B.1 Uni-Directional Driver of the DC Motor

DC 모터를 정/역방향의 4상한 영역에서 구동시키기 위한 전력 변환 장치로는 그림 B.2와 같은 H-Bridge 회로(또는 4상한 초퍼)가 일반적으로 사용 된다. 이 회로는 4개의 스위칭 소자를 사용하여 DC 모터의 전기자 전압을 제어하는데, 수천 rad/s까지의 전류 제어 대역폭이 가능하여 빠른 전기자 전류 응답 특성을 얻을 수 있기 때문에 수 kW 이하의 직류 서보 모터 구동용으로 널리 사용되고 있다.

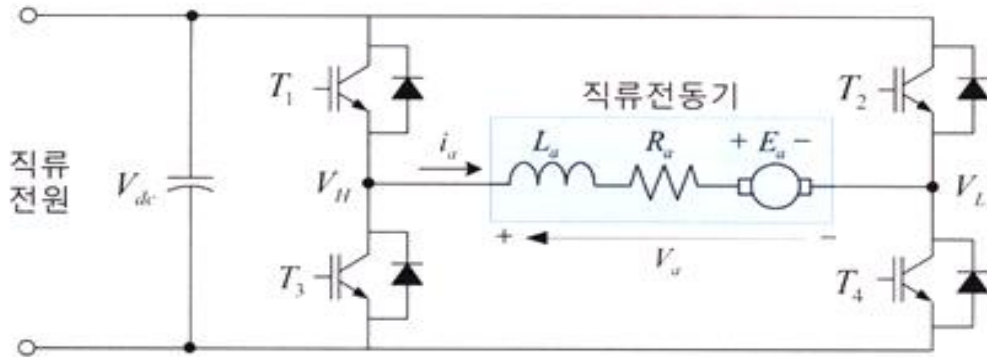


Fig. B.2 Bi-Directional Driver of the DC Motor

이 회로의 기본 동작은 스위칭 소자 T_1 과 T_4 를 켜고 T_2 와 T_3 를 끄는 경우에는 양의 전압 $+V_{dc}$ 가 출력되고, 반대로 스위칭하는 경우에는 음의 전압 $-V_{dc}$ 가 출력되는 것이다. 또한 T_1 과 T_2 를 동시에 켜거나, T_3 와 T_4 를 동시에 켜는 경우에는 영 전압이 출력 된다. 이러한 스위칭 동작들을 바탕으로 DC 모터의 전기자 전압을 제어하기 위한 H-Bridge 회로의 PWM 기법으로는 다음과 같은 바이폴라 방식과 유니폴라 방식이 있다.

1. 바이폴라(Bipolar) 스위칭 방식

이 스위칭 방식에서는 회로 내의 대각선에 위치한 2개의 스위칭 소자들(즉, T_1 과 T_4 , T_2 와 T_3)을 쌍으로 동시에 온/오프(On/Off)한다. 어떤 소자들을 온/오프할 것인가는 그림 B.3에서와 같이 지령 전압 V_a^* 를 삼각파와 반송파와 비교하여 결정한다. 지령 전압 V_a^* 가 삼각파보다 큰 경우에는 T_1 과 T_4 를 켜고 T_2 와 T_3 은 꺼서 $+V_{dc}$ 전압을 출력하고, 작은 경우에는 반대로 스위칭하여 $-V_{dc}$ 전압을 출력한다. 이러한 스위칭 동작으로 순시 출력 전압 v_a 는 $+V_{dc}$ 와 $-V_{dc}$ 의 양극성으로 변동하기 때문에 이 방식을 바이폴라(Bipolar) 스위칭 방식이라 한다.

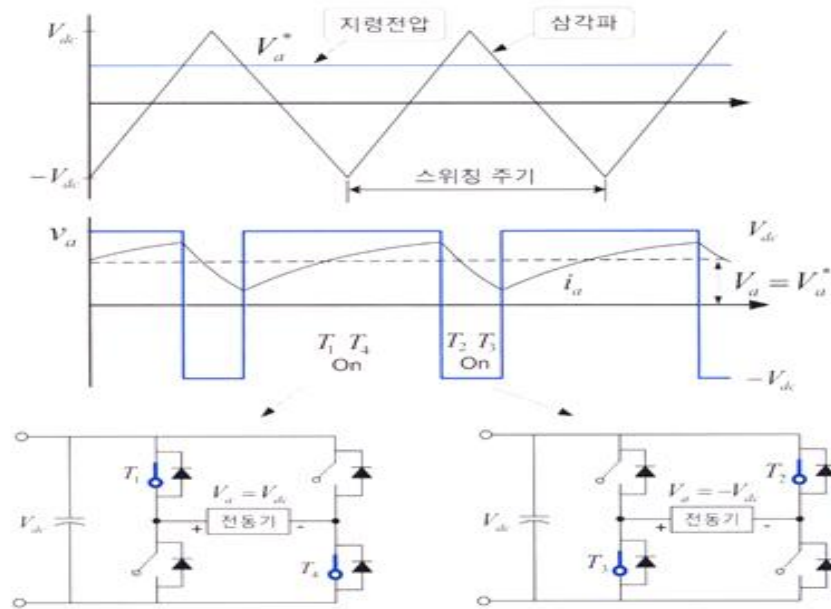


Fig. B.3 Bipolar Switching Method

이 경우 스위칭 주파수는 삼각파의 주파수와 같다. 이 스위칭 방식은 그림 B.4와 같이 평균 전압을 $+V_{dc}$ 에서 $-V_{dc}$ 까지 연속적으로 부드럽게 변화시킬 수 있다는 장점이 있다. 그리고 모터의 전류를 빠르게 변동시킬 수 있으나, 이로 인해 정상 상태 시에 전류 리플이 상대적으로 크다는 단점이 있다. 이와 같은 전류 리플은 토크 리플을 유발하기 때문에 작을수록 유리하다.

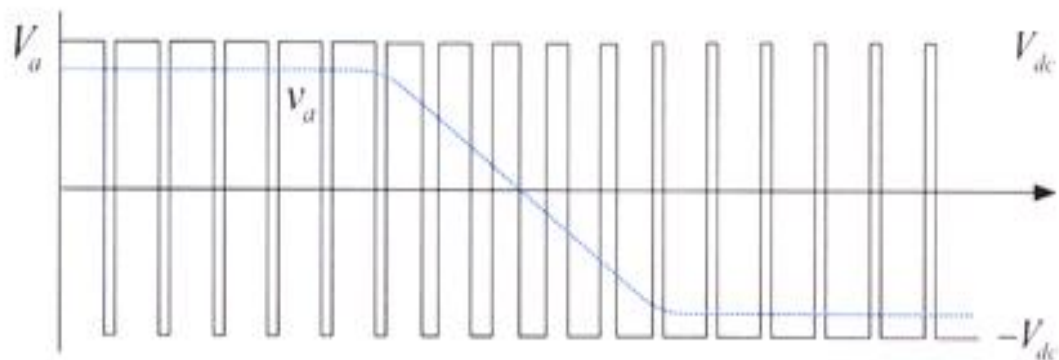


Fig. B.4 Output Voltage of the Bipolar Switching Method

2. 유니폴라(Unipolar) 스위칭 방식

$+V_{dc}$ 또는 $-V_{dc}$ 로 변동하는 바이폴라 방식과는 다르게 이 방식의 출력 전압은 0과 $+V_{dc}$, 또는 0과 $-V_{dc}$ 의 단극성으로 변동하기 때문에 이를 유니폴라(Unipolar) 스위칭 방식이라 한다. 이 방식에서 소자들의 스위칭 방법은 그림 B.5와 같다.

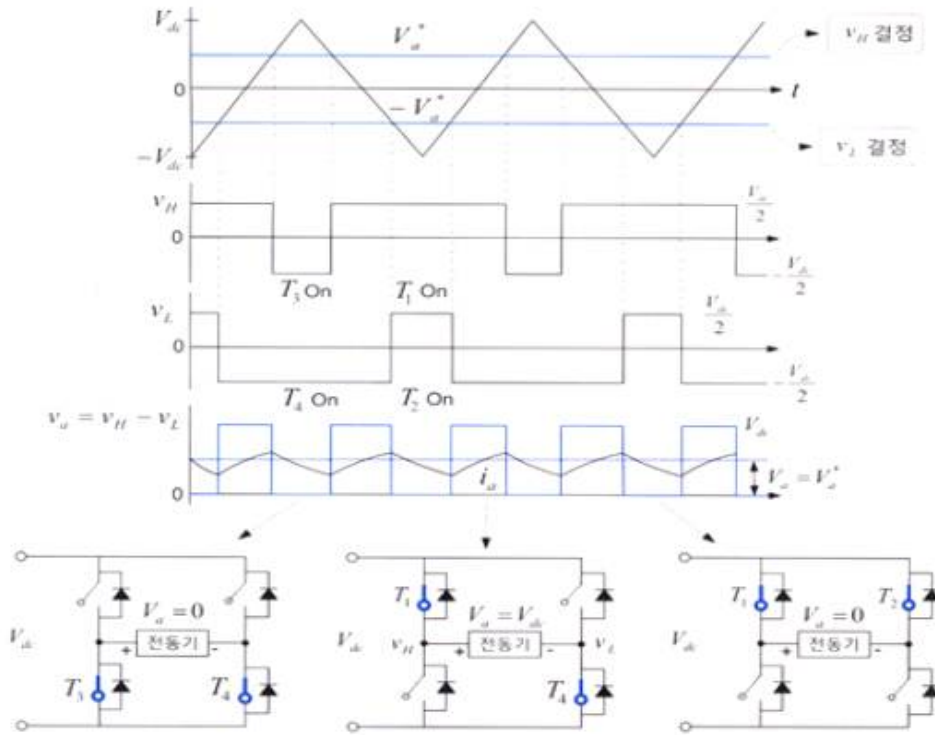


Fig. B.5 Unipolar Switching Method

이 방식에서는 4개의 스위치 중에 (+)측 출력 전압 V_H 를 결정하는 T_1 과 T_3 의 상태는 삼각파와 지령 전압 V_a^* 를 비교하여 결정되는 반면에, (-)측 전압 V_L 을 결정하는 T_2 와 T_4 의 상태는 지령 전압을 반전한 $-V_a^*$ 와 비교하여 결정 된다. 최종 출력 전압 (즉, 모터의 인가 전압)은 V_L 와 V_H 의 차이로 주어진다.

이 방식에서 순시 출력 전압의 변동 폭은 V_{dc} 로서 바이폴라 기법의 1/2이므로 전류 리플도 1/2로 감소하며, 이에 따라 토크 리플 역시 감소한다. 반면에, 이 방식으로는 그림 B.6와 같이 작은 출력 전압을 만들기 어렵기 때문에 (+) 평균전압 ↔ (-) 평균전압으로의 전환이 불연속적으로 될 수 있다. 그 결과 정↔역으로 모터의 운전 영역을 변경

할 때 부드러운 전환이 어렵다. 본 논문에서는 토크 리플의 감소를 위해 시스템에 유니폴라 스위칭 방식을 적용한 경우를 대상으로다.

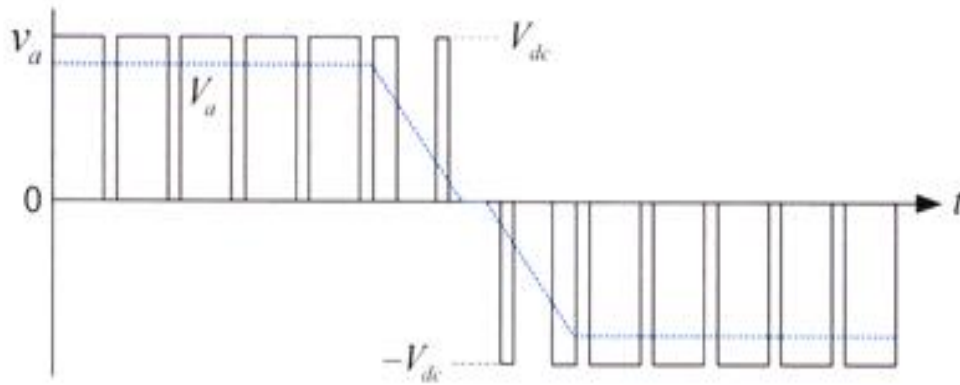


Fig. B.6 Output Voltage of the Unipolar Switching Method

Development of synchronizer control system of automated transmissions for agricultural tractor

JungSu Han

Abstract

Recently, as driver demand for vehicle convenience increases, vehicles equipped with an automatic transmission are increasing not only in the automobile industry but also in industries such as agricultural machinery and heavy machinery. accordingly, interest in power shift transmissions, such as automated manual transmissions and dual clutch transmissions, which have been automated using a synchronizer, which is mainly used for manual transmissions, continues to increase. In a manual transmission of a automotive, a single inertia connected to the driving inertia of the vehicle is assumed to be infinite inertia, and the synchronization time of the synchronizer is predicted as a small-inertia rotating body being synchronized. On the other hand, the use environment of the synchronizer of the tractor power shift transmission, which has a structure that cuts off the power of the front and rear of the synchronizer when shifting, is significantly different from the automobile transmission. Therefore, this study was conducted to develop a synchronizer synchronization time prediction equation and predictive analysis model considering a dual rotational inertia suitable for the use environment of a tractor power shift transmission and a synchronizer control system of a power shift transmission using a DC motor.

The tractor power shift transmission has a relatively small difference in rotational inertia due to the internal parts of the transmission because the engine's rotational inertia and the vehicle's driving inertia are blocked by the wet clutch when the synchronizer is shifting. Therefore, the rotational inertia of the two rotating bodies in the transmission affects the synchronization time of the synchronizer, so that synchronization occurs at any rotational speed between the two rotating bodies. At this time, a synchronizer synchronization time prediction equation was proposed for the case where the axial load acting on the sleeve acts as a 1st order function Ramp input or when a Step input and Ramp and Step input are combined. However, the proposed synchronization time prediction equation does not consider the drag torque of the wet clutch to ensure ease of use. This shows a big difference results between the synchronization time prediction formula and the synchronization time calculation

result that constantly assumes a single rotational speed that has been used in automobile manual transmissions.

When performing multi-body dynamic analysis to understand the behavior of a synchronizer, an inverse dynamic analysis is used, which uses test information as input for an analysis model. The test results and analysis results were compared and analyzed for the maximum torque of the output shaft of the shifting actuators for the most severe shifting conditions, 4th→5th shift and R8th→F8th shift. At this time, the drag torque of the wet clutch at both sides of the synchronizer was reflected in the analysis model. As a result of the analysis and actual vehicle test, the output shaft torque of the shifting actuator for the 4th to 5th shift was 7.63%, and the R8th to F8th shift was 6.34%. The torque curve showed a similar tendency in both vehicle shift tests and analysis results. The analysis result considering the drag torque of the wet multi-plate clutch and the synchronization time calculated using the synchronization time prediction formula are 8.25%, 6.96% for the shifts of the main speed(4th→5th) and F/R(R8th→F8th) respectively. It was shown that the synchronization time of the synchronizer was shorter as the engine speed was lower during the Main and F/R shifts, and the greater the axial force acting on the sleeve.

In order to verify the effectiveness of the synchronizer synchronization time prediction formula and multibody dynamics analysis model, a strain gauge was attached to the output shaft of the shift actuator to measure the torque generated during the shift process. Torque was measured at the output shaft of the shift actuator for various engine speeds for the up/down shift (4th ↔ 5th speed) and the forward/reverse shift (R8th speed ↔ F8th speed). As a result of the test, the output shaft torque was largest at 29.68 Nm at the maximum engine speed when upshifting, and the output shaft torque was 37.29% larger than at the engine idling speed. In addition, the output shaft torque was the largest at 33.21 Nm at the maximum engine speed when shifting from the R8th to the F8th, and the torque was 42.92% greater than that at the engine idling speed. Therefore, in order to select the capacity of the shift actuator, a multibody dynamic analysis model was developed for the upshift(4th→5th) and forward/reverse(R8th→F8th) shifts, which are the shifting conditions that generate the largest shifting torque.

In order to control the developed synchronizer shifting system, a DC motor position control method with a simplified structure suitable for the use environment of a power-shift transmission is proposed. For DC motor position control, block diagrams and state equations for PID controller, PID controller with DOB, and LQT controller were derived and

analyzed. For DC motor control, a new position controller(DeLQT) using a PI observer was proposed. Based on the result of comparing and analyzing the characteristics of various controllers, a block diagram is presented for designing a DeLQT controller, and a state equation is derived. In order to study the response characteristics of the controllers, the Bode Plot for input and disturbance were prepared, and similar performance was shown for input and DeLQT showed the best performance for disturbance.

There was no significant difference in performance for the step response, but it was confirmed that the DeLQT controller, which estimated the disturbance by applying the PI observer in the low frequency region below 1 Hz, was the best in the disturbance rejection performance. The accuracy and responsiveness(fast) of position control of the developed controller were verified. Only the DeLQT controller, which estimated disturbance for various engine speeds, performed accurate position control. In order to verify the rapid shift control, the DeLQT controller was applied to the vehicle, and it was verified that the rapid shift was achieved through the vehicle test for various engine speeds. As the engine speed increased in the upshift, the shift time of the synchronizer increased as the engine speed increased, confirming that the shift time also increased. It could be used to control the shifting of a synchronizer using a DC motor in a power-shift transmission.

It is considered that the proposed synchronizer synchronization time prediction/analysis model and control system considering the power-shift transmission environment in this paper can be useful when developing a synchronizer transmission system

Keywords : Synchronizer, Synchronizing Time, Synchronizer MBDS Model, LQT Controller
Student number : 2008-30921